

Электронный архив УГЛТУ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра инновационных технологий
и оборудования деревообработки

В.И. Сулинов

Проектирование деревообрабатывающего оборудования и инструмента

Курс электронных лекций для студентов специальностей
15.03.02 «Технологические машины и оборудование » и
35.04.02 «Технология лесозаготовительных и
деревообрабатывающих производств»

Екатеринбург 2016

Раздел 1. Введение

Предмет и методы науки о проектировании деревообрабатывающего оборудования. Проектирование оборудования – это обобщающее понятие процесса создания объектов техники. В узком смысле, проектирование – это только начальная стадия рождения объекта техники, которая завершается стадией конструирования.

В общем виде проектирование сводится к выявлению вариантов разрабатываемого объекта, после чего определяется оптимальный вариант, который и становится основой при конструировании.

Целью науки «Проектирование деревообрабатывающего оборудования» является непрерывное совершенствование эксплуатационных показателей оборудования.

Многие расчетные методы изложены в учебниках по сопротивлению материалов, деталей машин и др.

Задача данной дисциплины состоит в интерпретации известных расчетных методов для условий конкретных случаев проектирования деревообрабатывающего оборудования и дереворежущего инструмента.

1. Техническая система

Жизнь современного человека неразрывно связана с техническими объектами.

Техническим объектом называют созданные человеком реально существующие устройство, способ, материал, предназначенные для удовлетворения определенных потребностей [1].

Потребность – это физиологическое или психологическое ощущение недостатка чего-либо. Потребность нельзя непосредственно наблюдать или измерять. О ее существовании можно судить только по поведению людей. Потребность побуждает людей к совершению определенных действий. При удовлетворении потребности человек ощущает чувство облегчения, благополучия, снятия напряжений.

Потребность в техническом объекте (общественная или техническая) соответствует функциональному назначению или цели создания объекта. Понятие потребности всегда связано с человеком, поставившим цель реализации потребности и выполняющим проектирование и изготовление технического объекта.

Все технические объекты состоят из **элементов**, представляющих собой неделимые части целого. Если функционирование одного элемента технического объекта влияет на функционирование другого элемента, то такие технические объекты (в отличие от агрегатов) принято называть **техническими системами (ТС).**

Техническая система – это совокупность взаимосвязанных элементов технического объекта, объединенных для выполнения определенной функции, обладающая при этом свойствами, не сводящимися к сумме свойств отдельных элементов.

1.1. Типы технических систем

Элементы, образующие техническую систему, только относительно неделимые части целого. Например, деревообрабатывающий станок включает много сложных частей: станину, механизмы главного движения, подачи, базирования, регулирования, настройки, управления и приводы. В то же время в системе "деревообрабатывающий цех" с большим количеством разнообразных станков отдельный станок можно считать элементом, т. е. неделимым целым. В связи с этим по отношению к системе "станок" "деревообрабатывающий цех" называют **надсистемой**, а выше перечисленные части станка – **подсистемами**. Для любой системы можно выделить подсистему и надсистему. Для системы "механизм главного движения станка" части корпус подшипников, вал, режущий инструмент будут подсистемами, а станок – надсистемой.

Некоторые системы выполняют по отношению к данной системе противоположные функции. Их называют **антисистемами**. Например, надводный корабль и подводная лодка, двигатель и тормоз – это объекты, функционирующие наоборот.

Раздел 2. Порядок выполнения проектных работ

2.1. Стадии проектирования

Разработка конструкторской документации выполняется в строгом порядке, установленном ГОСТ 2.103-68. Исходным материалом для работы над проектом служит техническое задание.

В техническом задании приводятся все основные требования заказчика к объекту проектирования. Даются чертежи деталей и заготовок, указываются условия обработки (производительность, точность, шероховатость и т.д.), условия эксплуатации, условия изготовления.

Техническое предложение выполняется с целью выявления и анализа возможных путей решения задачи. В соответствии с ГОСТ 2.118-73 техническое предложение содержит техническое и технико-экономическое обоснование целесообразности разработки документации. В нем проводится анализ отечественной и зарубежной информации по

аналогичным конструкциям, выбираются прототипы и на их базе разрабатываются новые варианты решений. Из подобранных вариантов выбирается наилучший, который и подлежит дальнейшей разработке.

После утверждения технического предложения конструкторский проект разрабатывается последовательно в трех стадиях: эскизный проект, технический проект и рабочий проект. На практике этот порядок выполняется не всегда. Для несложных конструкций и большом опыте конструктора проект машины выполняется в двухстадийном порядке (технический и рабочий проект) или одностадийном (рабочий проект).

Эскизный проект (ГОСТ 2.119-73) разрабатывается после утверждения технического предложения. Он позволяет убедиться в возможности технического осуществления главных положений технического предложения. Для этого в нем разрабатываются технологические, кинематические, гидравлические и другие схемы, чертеж общего вида, пояснительная записка, которая включает техническую характеристику, описание конструкции, расчеты технико-экономических показателей и основные технические расчеты.

На основании эскизного проекта разрабатывается технический или рабочий проект.

Технический проект (ГОСТ 2.120-73) – это завершающая стадия проектных технических вопросов эскизного проекта. Он дает полное представление о конструкции основных узлов и их взаимодействия.

По методологии этот этап близок к эскизному и выполняется тогда, когда в эскизном проекте не разрабатываются исходные данные на проведение рабочего проекта.

В техническом проекте разрабатываются чертеж общего вида, чертежи всех сборочных единиц, схемы, составляется ведомость покупных изделий. Пояснительная записка включает описание назначения и области применения изделия, обоснование и описание конструктивных решений, техники безопасности и производственной санитарии, расчет масштаба производства, эффективности внедрения, кинематические и прочностные расчеты.

На основании технического проекта разрабатывается рабочая конструкторская документация.

Рабочая документация содержит совокупность конструкторских документов, необходимых для изготовления и испытания опытного образца, производства изделий установившегося серийного и массового производства. Состав рабочей документации установлен ГОСТ 2.102-68.

При переходе от одной стадии проектирования к последующей проект постепенно насыщается подробностями.

2.2. Приемы проектирования

Процесс проектирования технических объектов, их подсистем и элементов можно разделить на три этапа: подготовительный, начальный и основной. Каждый из этих этапов делится на две стадии: анализа и синтеза, которые неотделимы друг от друга в едином процессе проектирования.

На стадии синтеза формируются различные варианты проектируемой системы, ее подсистем и элементов. На стадии анализа эти варианты сопоставляются между собой с позиции обеспечения необходимых свойств и качества. При анализе готовится материал для реализации очередной стадии синтеза.

Рассмотрим указанные этапы и стадии проектирования подробнее (рис. 1).

Подготовительный этап. На данном этапе формируются требования к новой конструкции [1]. Намечается область поиска рациональных структур. Формируется общий облик объекта, его подсистем и элементов. Находятся прототипы. Анализируется эволюционное развитие их систем, подсистем и элементов. Общие требования к системе трансформируются в подсистемные и элементные требования.

Обычно этап заканчивается формальным набором возможных прототипов проектируемого объекта с оценкой их пригодности для решения поставленных задач.

Начальный этап. В начальном этапе проводится всесторонний анализ исходного ряда вариантов структур. Отмечаются их слабые и сильные стороны. Сильные решения надо в будущем сохранить, а от слабых следует избавиться. Начинается отбор из числа предварительно намеченных вариантов 4 и вновь появившихся вариантов 5, а также возможных комбинаций их подсистем (варианты 23 и 34) альтернативных вариантов структур образцов ТС.

Электронный архив УГЛТУ

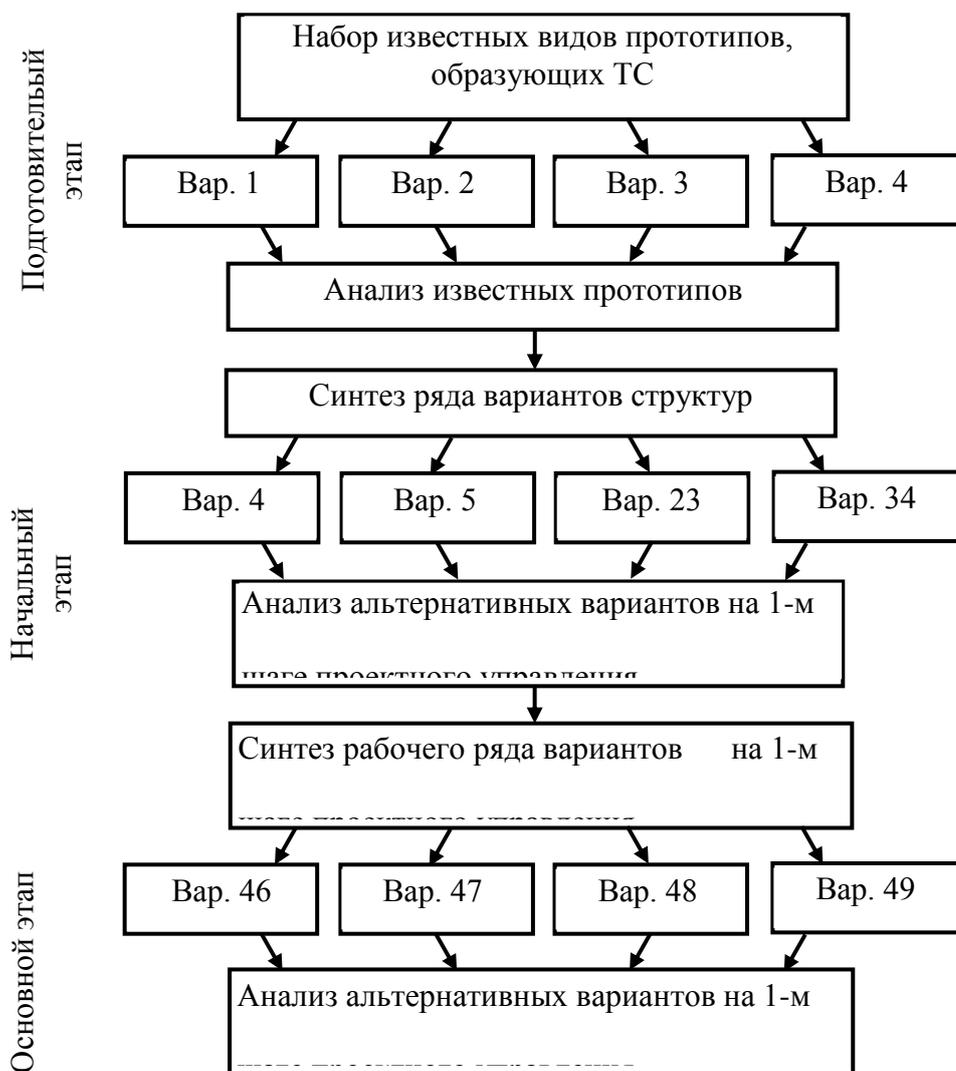


Рис. 1. Этапы проектирования

При составлении вариантов структур можно обнаружить оригинальный вариант, который на первый взгляд не имеет недостатков и полностью решает поставленную задачу. Возникает большой соблазн реализовать этот вариант в металле. Однако опыт конструкторов показывает, что такого рода варианты редко оказываются лучшими. На последующих этапах проектирования после учета всех проясняющихся позже особенностей и взаимодействий объекта с окружающей средой вариант оказывается не лучшим. **Поэтому не следует сразу останавливаться на привлекательных вариантах, поиск их надо проводить до конца.**

Начальный этап характерен для стадии подготовки технического предложения.

Основной этап. На основном этапе многократно проводится анализ и синтез образцов ТС и подсистем с постепенным сокращением числа вариантов. Повышается глубина проработки и детализация вариантов.

Анализировать варианты структур надо столько, сколько позволяет время на выполнение данной работы. Чем больше вариантов прорабатывается, тем выше вероятность того, что самое рациональное решение будет найдено. Искусственно сокращать продолжительность основного этапа не следует.

Этот этап характерен для стадии эскизного проектирования. Заканчивается он выбором рационального варианта образца технической системы. Исходные данные для дальнейшего конструирования подготовлены, можно приступать к разработке полного комплекта чертежей и другой технической документации.

2.3. Проектирование и конструирование

Проектирование и конструирование не являются словами синонимами. Они несут различную смысловую нагрузку [2].

Работа над изделием начинается с выявления общественной потребности. Потребность в новом изделии возникает при эксплуатации старого изделия. Процесс удовлетворения потребности схематично показан на рис. 2.



Рис. 2. Схема создания изделия

Проектирование – первый операционный элемент процесса удовлетворения общественной потребности. Начинается проектирование с осмысления действий, необходимых и достаточных для удовлетворения потребности. Намечается следующий комплекс действий: патентно-информационные исследования, научно-технические исследования, изобретательская работа при подготовке множества альтернативных вариантов, пригодных для решения поставленной задачи, анализ и выбор одного наилучшего решения из альтернативных вариантов [3]. Формируется облик проектируемой технической системы, для чего составляется технологическая схема, выполняются технологические расчеты, создается техническое задание на проектирование.

Проектирование выполняется проектировщиком. Результат деятельности проектировщика называется **проектом**. В проекте создается основа для конструирования.

Конструирование – второй операционный элемент процесса удовлетворения общественной потребности. При конструировании создается конкретная, однозначная конструкция изделия, на которую

разрабатывается конструкторская документация. Конструкция – это устройство, в котором части и элементы взаимно соединены между собой целесообразным образом. При конструировании создается общий вид, сборочные единицы и детали изделия, рассчитываются размеры, выбирается материал, устанавливается шероховатость обработанных поверхностей, назначаются технические требования.

Таким образом, конструирование, как составная часть проектирования, представляет собой творческий процесс создания изделия в документах (главным образом в чертежах) на основе теоретических расчетов, конструкторского, технологического и эксплуатационного опыта и экспериментов.

2.4. Методы конструирования

Стандартизация. Стандартизация – процесс нахождения и применения решений для повторяющихся задач в сфере науки, техники и экономики для достижения оптимальной степени упорядочения. Стандартизация регламентирует конструкции и типоразмеры широко применяемых машиностроительных деталей, узлов и агрегатов. Все детали и узлы, типовые для данной отрасли машиностроения, стандартизируются. Стандартизация ускоряет конструирование, облегчает изготовление, эксплуатацию и ремонт машин [4].

Симпликация. Симпликация – упрощение производства путем исключения излишних типоразмеров изготавливаемых деталей, отдельных видов отчетности и документации [5].

На заводах симпликацию используют при ограничении действия разнообразных стандартов, материалов, покупных изделий, полуфабрикатов.

Унификация. Унификация – приведение изделий к единообразию на основе установления рационального числа их разновидностей (ГОСТ 23945.0-80). Унификация заключается в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов. Это способствует сокращению номенклатуры деталей, уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта.

Задача конструктора состоит в том, чтобы при разработке новой машины вводить только те новые узлы и детали, которые влияют на повышение производительности, надежности и удобство эксплуатации. Остальные детали и узлы рекомендуется оставлять неизменными.

Если в машине невозможно применить целиком существующий узел, то целесообразно сохранить хотя бы его монтажные размеры.

Обычно в новые машины переносится до 50% сборочных единиц, неоднократно проверенных в старых машинах.

Унификации в первую очередь подлежат посадочные соединения, резьбы, шлицевые и шпоночные соединения, крепежные детали. Кроме того, надо стремиться к унификации оригинальных деталей.

Типизация. Типизация – один из перспективных методов стандартизации. Она предусматривает разработку и использование типовых конструкций в целой отрасли.

Типизация – способ создания на базе исходной модели ряда машин одного назначения различной мощности, производительности, но с одинаковыми узлами.

Агрегатирование. Агрегатирование – компоновка машин и механизмов из ограниченного количества стандартных или унифицированных деталей и узлов, обладающих геометрической и функциональной взаимозаменяемостью.

Агрегатирование – высшая степень унификации. Агрегатирование позволяет не создавать каждую новую машину как оригинальную, единственную в своем роде. Машина создается путем перекомпоновки имеющейся машины, используя уже освоенные производством узлы и агрегаты.

2.5. Общие требования к изделию

При конструировании любого технического объекта надо руководствоваться во всех случаях требованиями наибольшей безопасности, экономической целесообразности и полного соответствия функции объекта условиям окружающей среды.

Требования наибольшей безопасности заключаются в том, что проектируемому объекту должны быть приданы природоохранные свойства, максимально исключающие вредное воздействие на человека и окружающую среду.

Требование экономической целесообразности означает, что основные технико-эксплуатационные показатели объекта должны обеспечить высокий уровень эффективности. Полезный эффект при использовании объекта должен быть достигнут при минимальных затратах трудовых, материальных и энергетических ресурсов.

Требование полного соответствия функции объекта условиям окружающей среды нацелено на полное соответствие функциональных свойств объекта изменениям параметров окружающей среды. При производстве и эксплуатации эти требования реализуются, если конструкция изделия позволяет регулировать его параметры, изменять компоновку с учетом меняющейся внешней среды.

2.5.1. Выбор прогрессивного технологического процесса

Технологический процесс – законченная часть основного производства, в результате выполнения которой достигается изменение формы, размеров и свойств материалов в соответствии с требованиями технической документации.

Технологический процесс может включать несколько стадий сушки, механической обработки резанием, гнутья и т.д. Каждая стадия обработки делится на ряд технологических операций.

Технологическая операция – законченная часть технологического процесса, выполняемая непрерывно на одном рабочем месте при изготовлении одной и той же продукции.

В составе операции различают рабочее место, технологический переход, проход, установку и позицию.

Рабочее место – это часть производственной площади, предназначенной для выполнения данной операции, с находящимися на ней оборудованием, материалами и инструментами.

Технологическим переходом называют законченную часть технологической операции, выполняемую одним и тем же инструментом при обработке одной и той же поверхности заготовки, без изменения режимов работы. На четырехстороннем продольно-фрезерном станке, например, четыре фрезы одновременно обрабатывают четыре поверхности заготовки. Это означает, что одновременно выполняется четыре перехода.

Переход, в свою очередь, может состоять из одного или нескольких проходов. **Проход (рабочий ход)** представляет собой часть технологического перехода, при котором снимается один слой материала и который выполняется за одно перемещение инструмента относительно заготовки.

Установкой называется часть технологической операции, выполняемая при одном закреплении заготовки в станке или приспособлении.

Позиция – это часть технологической операции или установки, выполняемая при заданном положении заготовки относительно режущего инструмента или станка без ее раскрепления.

Таким образом, одна и та же технологическая операция может быть выполнена при одной установке и одной позиции, при одной установке и нескольких позициях, при нескольких установках и нескольких позициях. Производительность станка будет зависеть от числа установок и позиций.

Время, затраченное непосредственно на технологические операции называется **технологическим циклом**. Чем короче производственный

цикл изготовления изделия, тем выше производительность и проще конструкция станка.

Пример. На рис. 3 показаны варианты способов нарезания прямых рамных шипов.

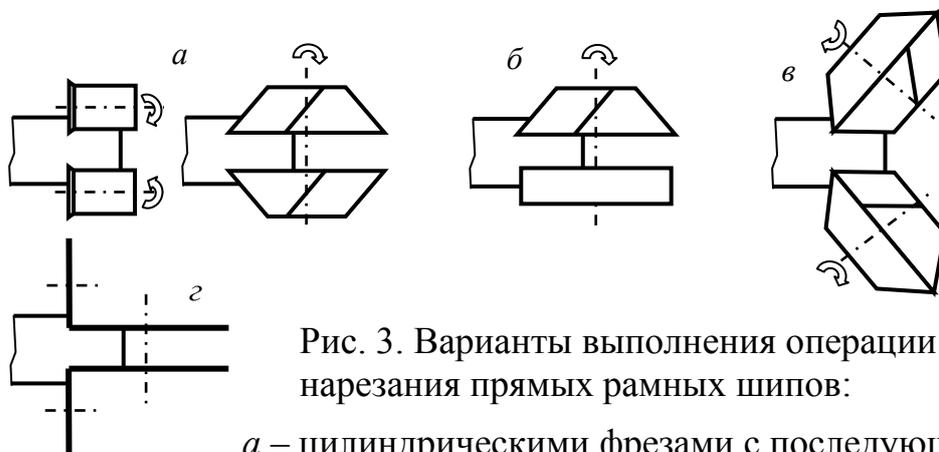


Рис. 3. Варианты выполнения операции нарезания прямых рамных шипов:

a – цилиндрическими фрезами с последующей подсечкой плечиков; *б* – торцово-коническими фрезами; *в* – коническими фрезами; *г* – пилами

Для первого способа (рис. 3, *a*) необходимо четыре шпинделя, для второго (рис. 3, *б*) – один или два, для третьего (рис. 3, *в*) – два и для четвертого (рис. 3, *г*) – три шпинделя.

2.5.2. Кратность заготовок

Заготовки и даже сборочные единицы могут быть кратными по длине, ширине и толщине. Это позволяет повысить производительность



Рис. 4. Блок карандашей

машины и использование древесины. Например, при производстве карандашей берут дощечку шестикратной ширины (рис. 4), делают в ней шесть пазов. Затем поверхность дощечки смазывают клеем, в пазы укладывают стержни грифелей и сверху закрывают такой же дощечкой. После склеивания собранный блок делят на карандаши.

2.5.3. Дифференциация и концентрация операций

При создании современных производительных машин широко используются принципы дифференциации и концентрации операций.

Применяя принцип дифференциации, можно сложный технологический процесс расчленить на составные элементы. Для их последовательного выполнения можно предложить несколько однооперационных станков. Используя принцип концентрации, операции технологического процесса объединяются с целью их выполнения на одном многооперационном станке.

Современное машиностроение развивается в направлении повышения степени концентрации операций при обработке деталей и их сборке. Это благоприятно сказывается на стоимости обработки, повышении точности, организации производства.

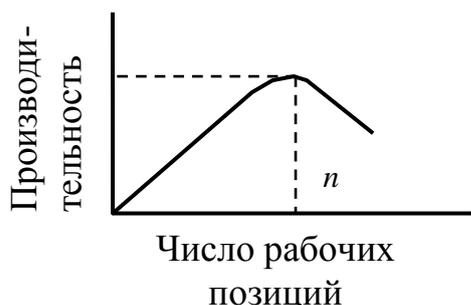


Рис. 5. Изменение производительности станка от числа рабочих позиций

Однако нельзя беспредельно дифференцировать или концентрировать операции, выполняемые на станке. В обоих случаях надо учитывать возникающие технические трудности и внецикловые потери времени (рис. 5).

С увеличением степени концентрации операций на многооперационном станке добиваются, чтобы вспомогательные движения цикла работы станка совмещались во времени с основными рабочими движениями. В этом случае производительность рабочей машины увеличивается. При этом концентрация операций неизбежно ведет к увеличению внецикловых потерь времени на наладку станка, замену режущего инструмента, техническое обслуживание. При выполнении внецикловых работ станок так долго простаивает, что производительность его начинает падать. Чем больше на станке рабочих позиций, тем больше вынужденные простои и тем ниже производительность станка.

2.5.4. Выбор структурной схемы станка

Технологический процесс обработки деталей может быть реализован на различных станках: проходных, позиционных, позиционно-проходных, проходно-позиционных.

Примеры типов станков:

проходные — четырехсторонний продольно-фрезерный, двусторонний шипорезный, карусельно-фрезерный;

позиционные станки — сверлильно-пазовальный, односторонний шипорезный, карусельный круглопильно-сверлильно-долбежный, токарный;

позиционно-проходные — станок для заточки дисковых пил, линия обработки гнезд и установки фурнитуры модели ОК213С1.10. (Линия

имеет четыре рабочих позиции: на первой позиции производится обработка гнезд под петли спаривания; на второй – установка петель спаривания; на третьей – долбление гнезд под петли навески; на четвертой – установка петель навески. Створки перемещаются с позиции на позицию непрерывно упорами штангового транспортера);

проходно-позиционные станки – линия облицовывания кромок щитов (после облицовки продольных кромок щит поворачивается на 90°, базируется, прижимается, после чего облицовываются поперечные кромки).

2.5.5. Выбор способа базирования

Базирование – это процесс ориентирования заготовки в пространстве относительно режущего инструмента. Базирование всегда выполняется перед процессом резания и сохраняется в течение обработки с помощью зажимов или прижимов.

Базирование может быть неподвижное и подвижное.

При неподвижном базировании заготовка своими технологическими базами взаимодействует с установочными поверхностями базирующих элементов станка и фиксируется в таком положении зажимами. Базирующие элементы выполняются в виде столов, кареток, суппортов, направляющих линеек, угольников, упоров и т.д.

При подвижном (скользящем) базировании главная или главная и вспомогательная базы заготовки скользят по установочным поверхностям станка. Положение заготовок при этом фиксируется прижимами. Установочные поверхности выполнены в виде плоскостей стола, направляющей линейки.

Раздел 3. Разработка технологической схемы станка

3.1. Производительность станка

Производительность станка определяется количеством произведенной продукции в единицу времени (в минуту, час, рабочую смену, год и т.д.). Количество продукции выражают в погонных метрах, штуках, кубометрах, квадратных метрах.

Различают производительность технологическую, цикловую и фактическую [6].

Технологическая производительность – это производительность идеальной машины, которая работает

без холостых ходов и каких-либо потерь времени. Она определяется еще на стадии проектирования по формуле, шт/с

$$Q_T = 1/t_{p.x.}, \quad (1)$$

где $t_{p.x.}$ – продолжительность рабочего хода при обработке одной детали, с.

Цикловая производительность определяется по времени цикла обработки одной детали, шт/с:

$$Q_U = 1/t_U = 1/(t_{p.x.} + t_{x.x.}), \quad (2)$$

где t_U – продолжительность цикла обработки одной детали, с;

$t_{x.x.}$ – продолжительность рабочего хода при обработке одной детали, с.

$$Q_U = \frac{1}{(1/Q_T) + t_{x.x.}} = Q_T \frac{1}{1 + Q_T t_{x.x.}} = Q_T K_{II}, \quad (3)$$

$$K_{II} = \frac{Q_U}{Q_T}, \quad (4)$$

где K_{II} – коэффициент производительности станка (коэффициент использования машинного времени), который характеризует конструктивное совершенство рабочей машины.

Коэффициент производительности станка есть отношение цикловой производительности к технологической.

Технологическая и цикловая производительности характеризуют рабочую машину с точки зрения прогрессивности технологического процесса и конструктивного совершенства. В цикловой производительности учитываются **цикловые** потери времени, связанные с выполнением только цикла. Они учитываются коэффициентом производительности.

Фактическая производительность определяется с учетом внецикловых потерь времени, которые возникают при эксплуатации рабочей машины (замена режущего инструмента, устранение отказов, обслуживание оборудования, организационные потери времени, время перерывов на отдых), когда машина простаивает и не выдает продукцию.

Фактическая производительность определяется по формуле, шт./с

$$Q_{\phi} = \frac{1}{t_{p.x.} + t_{x.x.} + \Sigma t_{II}} = Q_U \frac{1}{1 + Q_U \Sigma t_{II}} = \frac{1}{t_U} K_{III} = Q_U K_{III}, \quad (5)$$

$$K_{III} = \frac{Q_{\phi}}{Q_U},$$

где K_{III} – коэффициент использования станка (коэффициент использования рабочего времени);

$\Sigma t_{\text{п}}$ – время внецикловых потерь (неработоспособного состояния станка), приходящееся на единицу продукции, с.

Коэффициент использования станка есть отношение фактической производительности к цикловой.

Коэффициент использования

$$K_{\text{и}} = K_{\text{т.и}} K_{\text{з}}, \quad (6)$$

где $K_{\text{т.и}}$ – коэффициент технического использования,

$K_{\text{з}}$ – коэффициент загрузки.

Коэффициент технического использования показывает, какую долю фонда времени машина работает и выпускает продукцию без внецикловых потерь, и какую долю времени простаивает из-за внециклических потерь. Он характеризует надежность станка и режущего инструмента. Если $K_{\text{т.и}} = 0,9$, то это означает, что 90% времени станок работает и выпускает продукцию и 10% времени простаивает по причине устранения отказов, смены инструмента, обеспечения заготовками, электроэнергией, отсутствия станочника на рабочем месте и других организационно-технических причин.

Коэффициент загрузки показывает какую долю планового фонда времени станок работает, ремонтируется, налаживается и какую простаивает по организационным причинам. Так $K_{\text{з}} = 0,8$ показывает, что 80% фонда времени станок работает, простаивает при устранении отказов, а 20%, будучи исправной, простаивает по организационно-техническим причинам.

Усредненные значения коэффициентов производительности станка $K_{\text{п}}$ и использования станка $K_{\text{и}}$ для некоторых типов оборудования приведены в табл. 1.

Фактическая сменная производительность станка, шт./смена:
для проходных станков

$$Q_{\text{см.п}} = (V_{\text{с}} T i K_{\text{п}} K_{\text{и}}) / (L i_{\text{п}}), \quad (7)$$

для цикловых и циклопроходных станков

$$Q_{\text{см.п}} = T K_{\text{и}} i / t_{\text{ц}}, \quad (8)$$

где T – продолжительность смены, мин;

$V_{\text{с}}$ – скорость подачи, м/мин;

i – количество одновременно обрабатываемых деталей;

L – длина детали, м;

$i_{\text{п}}$ – число проходов для полной обработки детали.

$t_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла обработки детали, мин.

Построение циклограммы. Продолжительность цикла обработки одной детали определяется по циклограмме работы рабочей машины.

Таблица 1

Значения коэффициентов производительности станка K_n и использования станка K_u для некоторых типов оборудования

	K_n	K_u
Ленточнопильные ребровые и столярные	0,9	0,9
Круглопильные:		
торцовочные, концеварavnители	0,9	0,95
продольного раскроя	0,9	0,9
Фуговальные:		
с ручной подачей при длине заготовки, м:		
0,5	0,5 - 0,7	0,8 - 0,93
1,0	0,7 - 0,8	0,8 - 0,93
2,0	0,8 - 0,9	0,8 - 0,93
с механической подачей	0,8 - 0,9	0,85 - 0,9
Рейсмусовые	0,8 - 0,9	0,88 - 0,99
Четырехсторонние продольно-фрезерные	0,8 - 0,9	0,8 - 0,9
Шипорезные:		
рамные односторонние и фрезерные с шипорезной головкой	0,5 - 0,6	0,9 - 0,95
рамные двусторонние	0,7 - 0,75	0,7 - 0,8
ящичные	0,5 - 0,6	0,9
Сверлильные вертикальные	0,3 - 0,6	0,93
Сверлильно-пазовальные:		
с ручной подачей	0,6 - 0,7	0,9
с автоподачей	0,3 - 0,4	0,9
Цепнодолбежные	0,75 - 0,8	0,9
Токарные, круглопалочные	0,8	0,95
Фрезерные:		
с ручной подачей по линейке	0,5 - 0,8	0,9 - 0,95
при фрезеровании по кольцу	0,25 - 0,4	0,9 - 0,93
Шлифовальные:		
ленточные	0,85	0,9
дисковые	0,7	0,9
одноцилиндровые	0,7	0,85
трехцилиндровые	0,75	0,95

Циклограмма – это график последовательности действия механизмов рабочей машины или последовательности выполнения основных и вспомогательных операций. График строится в осях координат (рис. 6.). По оси ординат указывают элементы станка или последовательность операций, а по оси абсцисс откладывают время работы каждого элемента в течение цикла. Длительность работы

элементов рассчитывается, если известны скорость и путь перемещения элементов, или задается разработчиком.

Для станков характерны три цикла работы: последовательный (рис. 6 а), частично совмещенный (рис. 6 б) и совмещенный (рис. 6 в).

На рис. 6 в показана цикловая диаграмма четырех шпиндельного позиционного сверлильно-пазовального автомата для обработки ножек стульев. Механизм загрузки РО₁ с помощью гидроцилиндра подает заготовку из магазина в позицию обработки и находится в ожидании до начала следующего цикла (горизонтальные линии означают останов, а наклонные – движение).

В позиции обработки заготовка фиксируется зажимом РО₂ и удерживается им до конца обработки. Затем зажим возвращается в исходное положение.

В позиции обработки на заготовку надвигаются два горизонтальных РО₃ и два вертикальных РО₄ сверлильно-пазовальных суппорта. Сначала они ускоренно подходят к заготовке, затем сверлильно-пазовальные головки медленно обрабатывают пазы, а в конце рабочего хода делают зачистку поверхности пазов при осевой подаче, равной нулю.

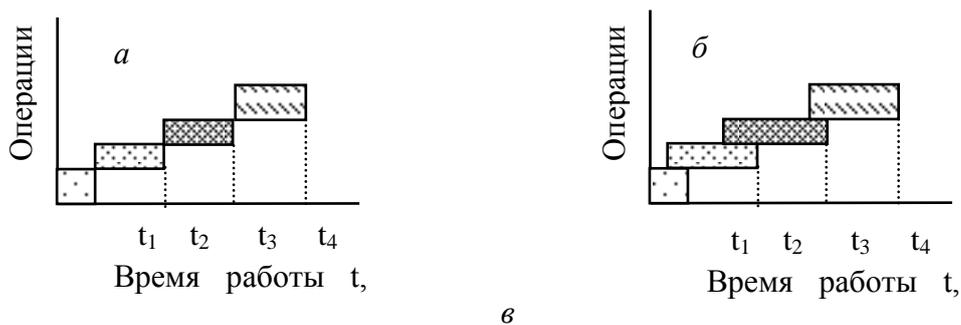
Движение суппортов обеспечивается кулачками механизма поперечных перемещений.

Цикл обработки одной ножки стула $T_{ц} = 20$ с.

3.2. Подготовка вариантов обработки деталей

Характеристика деталей. Деревообрабатывающие станки по назначению могут быть специализированными или универсальными. На специализированном станке обрабатываются детали определенной формы и размеров, а на универсальном – разной формы и размеров. При выборе типа станка необходимо дать четкую характеристику детали.

Сначала приводится эскиз заготовки, из которой будет выполнена деталь. Указывается ее форма, размеры, припуски на обработку, материал (порода древесины) и влажность. Затем приводится чертеж детали с указанием размеров, их предельных отклонений, шероховатости обработанных поверхностей. Далее приводится перечень операций, необходимых для обработки детали, и возможный их состав. После выявления операций можно выбрать методы обработки детали. Так, плоские поверхности могут быть получены пилением, фрезерованием, строганием, шлифованием. Кроме того, рабочие движения процесса обработки могут быть вращательными или поступательными, выполняться одновременно или поочередно в разное время. Каждый из перечисленных методов имеет свои достоинства и недостатки.



в

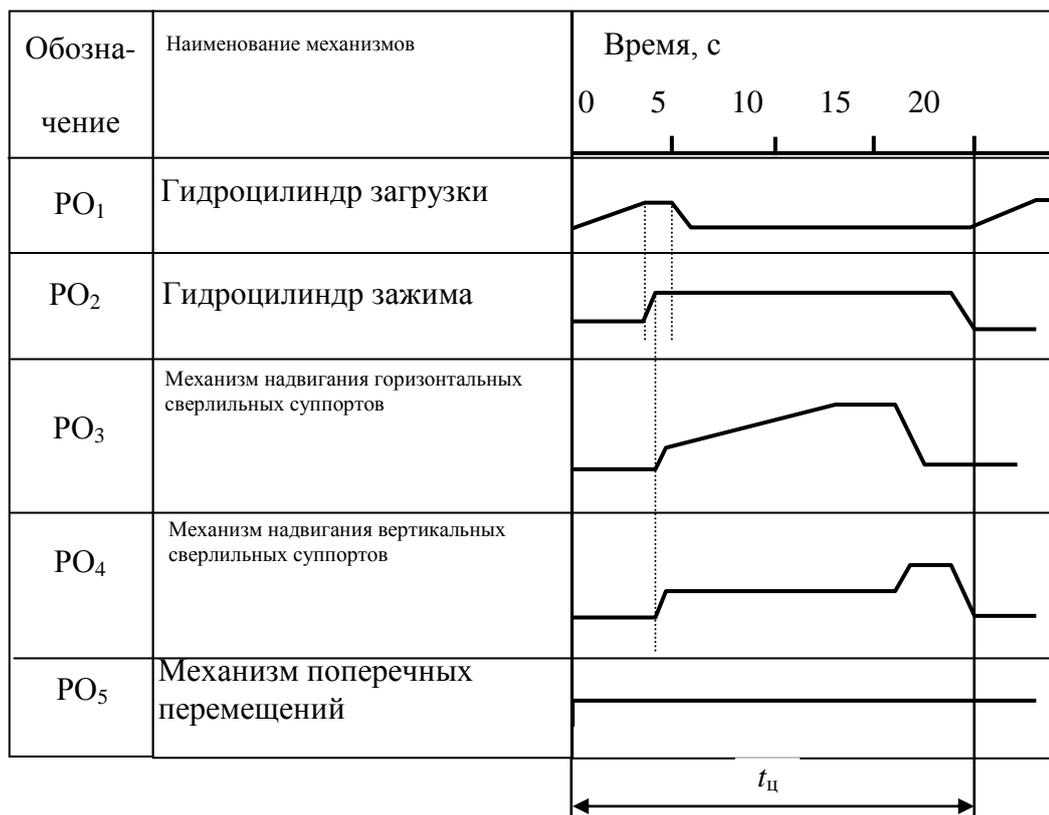


Рис. 6 Циклограммы станков:

- а* – с последовательным выполнением операций;
- б* – с частично совмещенным временем выполнения операций;
- в* – с совмещенными операциями позиционно-пазовального станка для обработки ножек стульев

При проектировании ставится задача составить множество вариантов возможных методов обработки детали и на основе их анализа выбрать рациональный вариант.

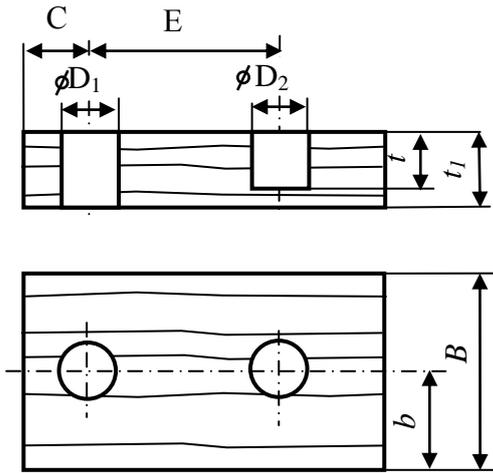


Рис. 7. Деталь

Подготовка вариантов. На рис. 7 приведена деталь, предназначенная для обработки на станке [7]. Операция обработки отверстий может быть выполнена за два перехода одним или двумя режущими инструментами, работающими одновременно или последовательно друг за другом, на одной или двух позициях, при одной или двух установках. Рабочие движения тоже могут быть выполнены по-разному. Сочетания различных способов

обработки дают много вариантов. Некоторые из них приведены на рис. 8.

В первом варианте операция обработки отверстий выполняется за два перехода на одной позиции (рис. 8, а). Во втором варианте заготовка последовательно передвигается с позиции I в позицию II (рис. 8, б). На каждой позиции обрабатывается одно отверстие путем надвигания вращающихся сверл. Третий вариант (рис. 8, в) отличается от второго тем, что движение подачи в нем осуществляется столом. Четвертый вариант (рис. 8, г) отличается от предыдущих вариантов наличием карусельного стола, на котором за установленыготовки.

Анализ вариантов. При анализе вариантов рассчитывается их производительность. Рассматривается возможность достижения всех технических требований, предъявляемых к детали. Затем составляется перечень критериев для всесторонней оценки вариантов. В качестве критериев можно взять производительность станка, его надежность (сложность, число элементов), компактность и др. С помощью критериев делается выбор рационального варианта по специальным методикам.

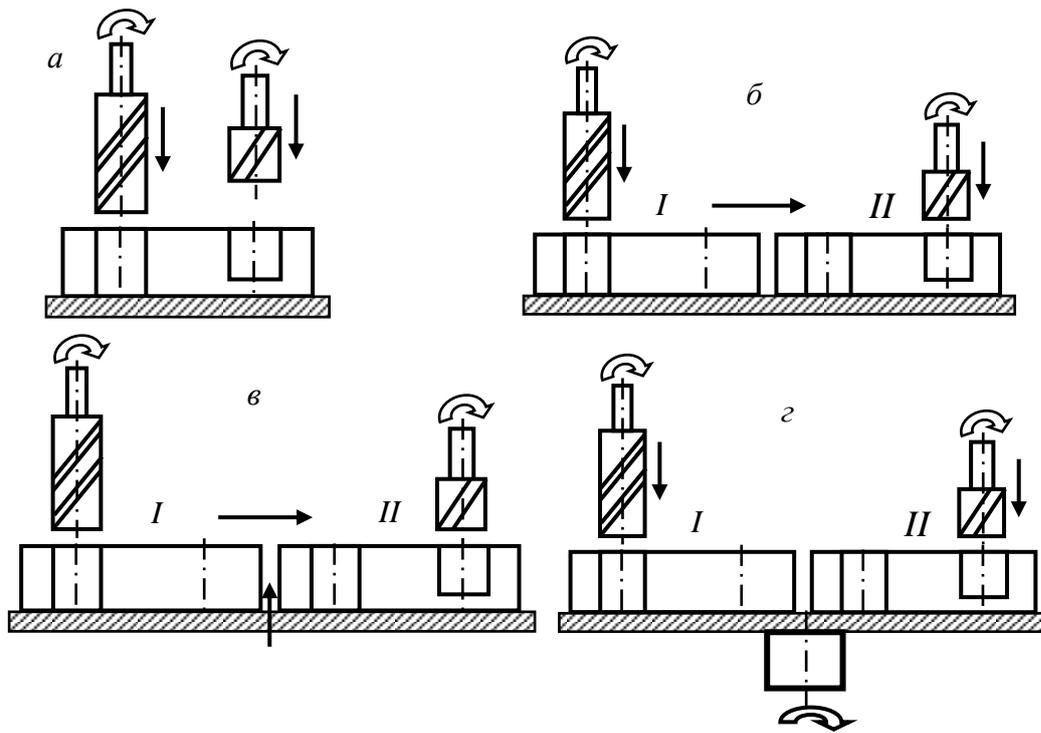


Рис. 8. Варианты технологических схем обработки детали:

- а* – на одной позиции с надвиганием режущих инструментов;
- б* – на двух позициях с надвиганием режущих инструментов;
- в* – на двух позициях с надвиганием стола;
- г* – на карусельном столе

3.3. Оформление технологической схемы станка

Технологической называют схему машины, которая отражает принцип ее работы и характер движений ее рабочих органов и обрабатываемой детали.

Технологическая схема показывает, какие движения рабочих органов должны быть сделаны для обработки детали и обеспечения нормальной безопасной работы станка. На ней показывается условными очертаниями обрабатываемая деталь и инструмент, базирующие, направляющие, прижимные и подающие органы, их взаимное расположение и направление движения.

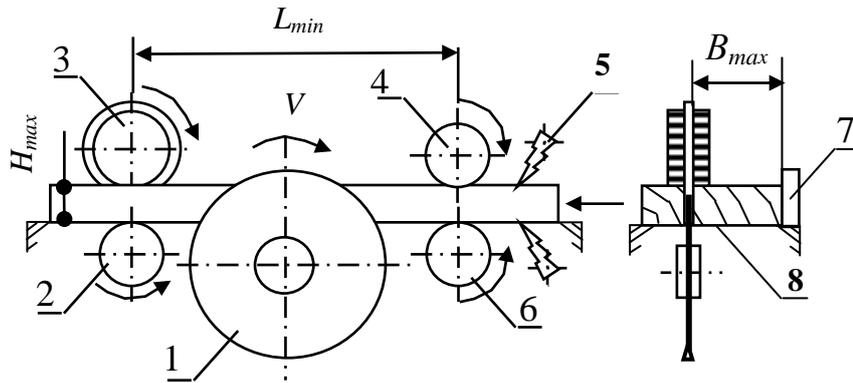


Рис. 9. Технологическая схема станка ЦА-2А

Технологические схемы выполняются по определенным правилам, которые установлены ГОСТ 2.701-84. Схемы выполняются без соблюдения масштаба. Пространственное расположение частей изделия можно не учитывать.

На рис. 9 изображена технологическая схема круглопильного станка для продольной распиловки пиломатериалов модели ЦА-2А. На схеме показаны пила 1, нижние подающие вальцы 2 и 6, верхние подающие вальцы 3 и 4, верхняя и нижняя когтевые завесы 5, предотвращающие обратный выброс заготовки и боковая направляющая линейка 7. Заготовка взаимодействует со всеми указанными элементами станка. При этом каждый рабочий орган выполняет свою конкретную функцию.

Для повышения наглядности базирования заготовки приводится вторая проекция станка.

Стрелками показано направление движения заготовки и рабочих органов станка. На схеме указывается также максимальный и минимальный размер обрабатываемой заготовки.

Раздел 4. Кинематические схемы

4.1 Основные понятия и определения

Каждый станок имеет рабочие органы и их приводы. Привод включает в себя двигатель и силовую передачу. В свою очередь силовая передача состоит из кинематических элементов (звеньев) – валов, шестерен, шкивов, звездочек и т.п. Взаимодействующие друг с другом звенья образуют кинематические пары, а последние создают кинематические цепи, которые **связывают двигательные механизмы станка с исполнительными** [8,9].

Кинематическая схема станка отражает способ передачи движений в машине от двигательных механизмов к исполнительным.

Кинематические цепи станка выполняют следующие функции:

- повышают, понижают или регулируют скорости рабочих органов;
- повышают или понижают крутящие моменты на рабочих органах;
- изменяют направление вращения (реверсируют) рабочих органов, изменяют траекторию движения.

Передаточное число. Передаточное число – основной параметр кинематической цепи.

Передаточное число кинематической цепи равно отношению частоты вращения вала двигателя к частоте вращения вала исполнительного элемента и равно произведению передаточных чисел отдельных кинематических пар, при этом передаточное число кинематической пары равно отношению диаметра ведомого шкива (числа зубьев шестерни, звездочки) к диаметру ведущего шкива (числа зубьев шестерни, звездочки).

Это правило можно записать следующим образом:

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ио}}} = U_{\text{рп}} U_{\text{зн}} \dots U_{\text{цп}} = \frac{d_2}{d_1} \frac{z_4}{z_3} \dots \frac{z_6}{z_5}, \quad (9)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя кинематической цепи, мин⁻¹;

$n_{\text{ио}}$ – частота вращения вала исполнительного органа, мин⁻¹;

$U_{\text{рп}}, U_{\text{зн}}, U_{\text{цп}}$ – передаточное число соответственно передач ременной, зубчатой, цепной;

d_2, z_4, z_6 – диаметр и числа зубьев **ведомых** соответственно шкива, зубчатого колеса и звездочки;

d_1, z_3, z_5 – диаметр и числа зубьев **ведущего** соответственно шкива, зубчатого колеса и звездочки.

Если у машины скорость рабочего органа постоянна, то и передаточное число постоянно. Если при работе машины скорость рабочего органа изменяется, то и передаточное число будет переменным. Оно может меняться плавно или ступенчато. Отношение наибольшей скорости рабочего органа к наименьшей называется **диапазоном регулирования**.

КПД кинематических цепей. Кинематические схемы позволяют также определить КПД кинематических цепей. При последовательном расположении кинематических пар общий КПД кинематической цепи находится как произведение частных КПД по формуле

$$\eta_o = \prod_{i=1}^n \eta_i, \quad (10)$$

где η_i – КПД отдельных пар цепи.

При параллельном расположении кинематических пар, когда от одного двигателя приводится в движение несколько рабочих органов, КПД механизма определяется по формуле[9,10]:

$$\eta_m = \frac{P_1 + P_2 + \dots + P_n}{\frac{P_1}{\eta_1} + \frac{P_2}{\eta_2} + \dots + \frac{P_n}{\eta_n}}, \quad (11)$$

где P_1, P_2, \dots, P_n – мощность на рабочих органах;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД отдельных передач, входящих в механизм.

Значения КПД некоторых передач приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения КПД некоторых передач

Наименование передач	КПД	Наименование передач	КПД
Подшипник качения	0,99-0,995	Цепная	0,92-0,95
Подшипник скольжения	0,98-0,99	Зубчатая	0,95-0,98
Муфты	0,97-0,99	Червячная	0,7-0,9
Ременная (все типы)	0,94-0,96	Кривошипно-шатунный механизм ползуном	0,8-0,9

4.2. Правила выполнения кинематических схем

Кинематические схемы изображаются условными графическими обозначениями элементов машины, установленными ГОСТ. Некоторые из них приведены в табл.3.

**Условные обозначения элементов кинематических схем
(ГОСТ 2.721-74 и ГОСТ 2.770-68)**

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вал, ось, стержень		Соединение валов:	
Соединение стержней жесткое и шарнирное		глухое; эластичное	
Подшипники: без уточнения типа радиальный и радиальноупорный односторонний		Маховик и шкив ступенчатый на валу	
Подшипники скольжения: радиальный и радиально-упорный односторонний		Винт-гайка	
Подшипники качения: радиальный; радиально-упорный односторонний; радиальный самоустанавливающийся		Ременные передачи: плоским ремнем; клиновым ремнем	
Соединение деталей: свободное; подвижное; глухое		Зубчатые передачи: цилиндрическая; коническая;	
		червячная	
		Электродвигатель	

Кинематическую схему вычерчивают без соблюдения масштаба, как правило, в ортогональных проекциях (рис. 10). Допускается схему выполнять в аксонометрии.

На схеме, не нарушая ясности чертежа, допускается переносить элементы вверх или вниз от исходного положения, выносить их за контур станка, не меняя положения, поворачивать элементы в положение, наиболее удобное для изображения.

Схемы изображаются следующими линиями:

– валы, оси, стержни, шатуны, кривошипы изображаются линией толщиной $S = 0,6-1,5$ мм

- зубчатые колеса, червяки, звездочки, шкивы и т.д. – толщиной $S/2$;
- контур изделия, в который вписана схема – толщиной $S/3$.

Каждому элементу схемы присваивается порядковый номер, начиная от двигателя. Номер в виде арабской цифры указывается на полке выносной линии. Под полкой указывается параметр элемента (диаметр, число зубьев, шаг). Валы нумеруются римскими цифрами.

К кинематической схеме в форме таблицы прилагается перечень изображенных элементов. В колонках таблицы указывается позиция обозначения, наименование, количество элементов и примечание (характеристика элемента). Допускается перечень элементов помещать непосредственно на чертеже.

На свободном поле схемы можно помещать различные технические данные в виде диаграммы, таблицы, текстовых указаний.

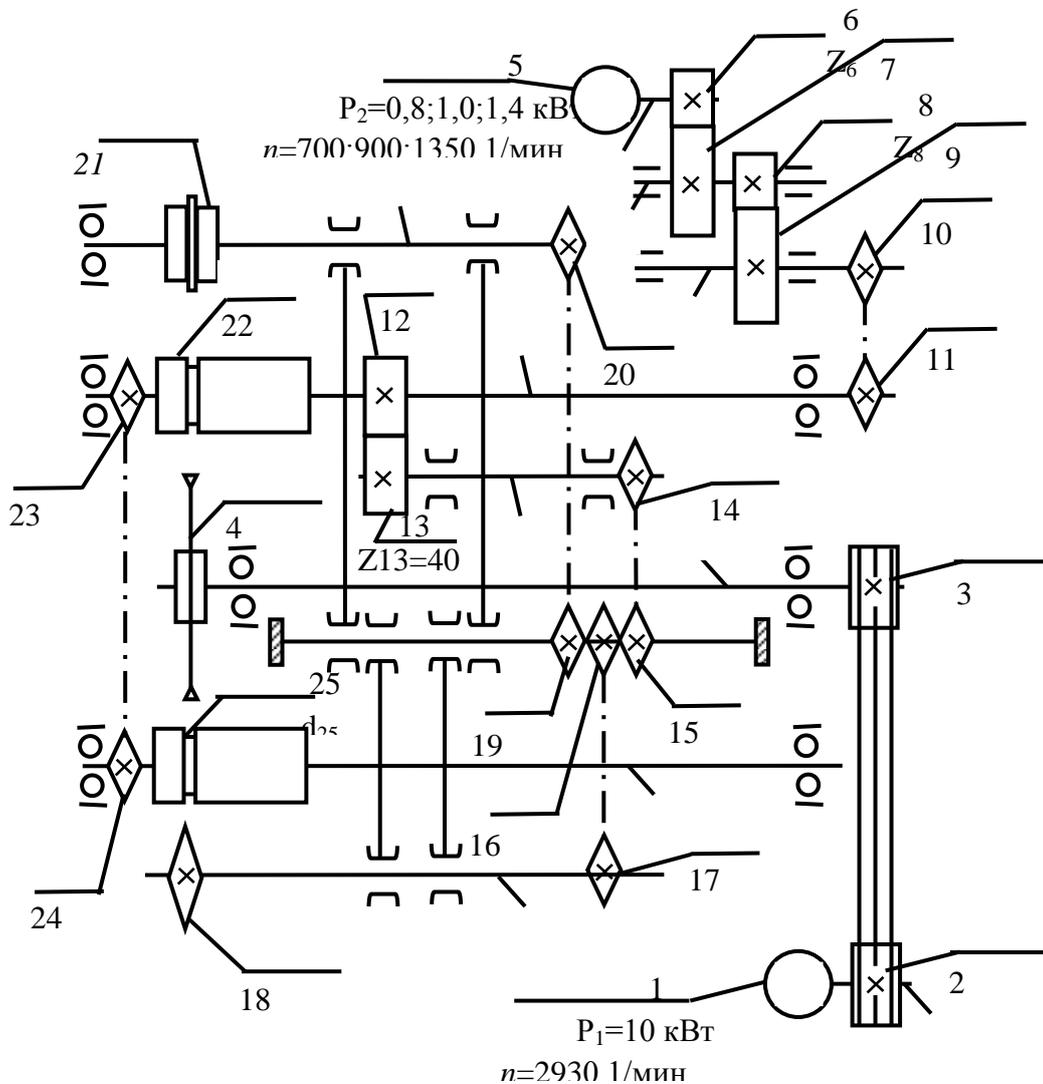


Рис. 10 Кинематическая схема круглопильного станка

При наличии в схеме гидравлических или пневматических устройств необходимо их показать условными графическими обозначениями и проставить их основные характеристики.

4.3. Методика разработки кинематической схемы станка

Базой для разработки кинематической схемы служит технологическая схема станка, режимы обработки детали, параметры механизмов главного движения и подачи. Выбранная кинематическая схема определяет конструкцию станка, его массу и экономическую эффективность при изготовлении и эксплуатации.

При разработке кинематической схемы учитываются следующие принципы [9,10].

Максимально возможная простота. Чем проще кинематическая схема станка, тем более простой и менее трудоемкой в изготовлении получается созданная по ней конструкция. Кроме того, станки со сложной кинематической схемой труднее в обслуживании и менее надежны в эксплуатации.

Общую кинематическую схему следует разбить на несколько автономных цепей с отдельными двигателями и минимальным количеством кинематических пар. Надо стремиться к сокращению или исключению механизмов сложных при изготовлении и сборке. К таким механизмам относятся червячные, планетарные, мальтийские передачи и др. Надо стремиться, чтобы все валы и оси были только параллельны или перпендикулярны.

Максимально возможная степень автоматизации по основным и вспомогательным движениям. Степень автоматизации определяется коэффициентом:

$$\eta_a = \frac{T_{ap}}{T_{ц}}, \quad (12)$$

где T_{ap} – время выполнения операций в автоматическом режиме;

$T_{ц}$ – цикл обработки детали.

Коэффициент $\eta_a = 0,5...1$ характеризует степень занятости рабочего на станке и возможность многостаночного обслуживания.

Выполнение этого требования обеспечивает большую производительность и повышает безопасность работы на станке. С этой точки зрения наилучшим вариантом является кинематическая схема станка-автомата. Однако это приводит к усложнению конструкции станка. Поэтому вопрос о целесообразности степени автоматизации проектируемого станка следует решать исходя из масштабов

производства, возможной экономии вспомогательного времени, а также на основе опыта эксплуатации аналогичных станков.

Возможно более высокий КПД тех кинематических цепей, в которых расходуется большая часть энергии. Для большей части станков это относится к цепям механизма главного движения. В остальных механизмах передаваемая мощность мала, поэтому и при низком КПД потери мощности будут невелики.

Общий КПД кинематической цепи находится как произведение КПД отдельных передач, поэтому повышение КПД достигается путем сокращения числа передач и исключением передач с низким КПД (винтовых, червячных и т. д.).

Обеспечение требуемой точности работы механизмов станка. Погрешности движения отдельных механизмов обусловлены многими ошибками и прежде всего неточностью изготовления и монтажа. В результате износа в кинематических парах появляются зазоры, в ременных и фрикционных передачах возникает проскальзывание, кинематические пары начинают передавать движения неравномерно, в механизмах наблюдается изменение скорости, утечка масла в гидроприводе и т. д.

Уменьшение влияния кинематической схемы на точность работы станка достигается выбором такого варианта, при котором неточности в передаче движения были бы наименьшими. Действенным средством в данном случае является уменьшение количества звеньев схемы, а также увеличением значений передаточных чисел в цепи. В кинематических цепях, предназначенных для точного согласования скоростей, применение ременных и фрикционных передач недопустимо.

Использование нормализованных, стандартизованных и унифицированных узлов. Нормализованные, стандартизованные и унифицированные узлы, многократно проверенные на практике, должны использоваться в максимальном объеме. Применение в кинематических цепях электродвигателей постоянного тока, моторов-редукторов, моторов-вариаторов-редукторов, гидромоторов позволит без промежуточных передач присоединять их к рабочим органам машин.

4.4. Факторы, определяющие структуру кинематических цепей

Структура кинематической схемы станка зависит от многих факторов. Основными из них являются следующие.

Форма траектории начального и конечного звеньев цепи. Траектории движений начального и конечного звеньев кинематической

цепи могут быть различными. Для преобразования одного вида движения в другой используются следующие передачи и механизмы.

Преобразование вращательного движения во вращательное может быть осуществлено такими передачами:

при параллельных осях ведущего и ведомого валов – ременной, цепной, зубчатой;

при пересекающихся осях – конической зубчатой или фрикционной, червячной или гипоидной.

Преобразование вращательного движения в поступательное обеспечивается передачами реечно-шестеренчатой, реечно-червячной, винтовой, механизмами кривошипно-шатунным, кулисным, кулачково-рычажным или гидро- и пневмоустройствами.

Преобразование поступательного движения во вращательное достигается реечно-шестеренчатой или храповой передачами, кривошипно-шатунным механизмом или гидроприводом.

Преобразование равномерного вращения ведущего вала в периодическое движение ведомого может быть выполнено механизмом с мальтийским крестом или шаговым механизмом.

Преобразование вращательного движения в плоское с криволинейной траекторией достигается копирами или пантографами.

Значение передаточного числа кинематической цепи. Во всех случаях следует стремиться к уменьшению значения передаточного числа кинематической цепи понижающих передач и увеличению передаточного числа повышающих передач. В идеальном случае частота вращения рабочего вала равна или незначительно отличается от частоты вращения вала двигателя.

Для решения такой задачи промышленность выпускает электродвигатели низко- и высокооборотные, односкоростные и многоскоростные, а также гидравлические роторные моторы.

Регулирование скорости конечного звена. При необходимости регулирования скорости конечного звена в заданном диапазоне в кинематическую цепь вводятся коробки скоростей, вариаторы, электромагнитные муфты скольжения, применяются регулируемый электро- или гидропривод.

Сохранение постоянства скорости рабочего органа во время его движения. Если скорость рабочего органа должна быть строго постоянна, то в кинематической цепи не должны применяться ременные, фрикционные передачи или механизмы с пневмоприводом. В таких механизмах под действием нагрузки неизбежны проскальзывания и неточности в перемещениях, что неизбежно ведет к изменению скорости рабочего звена.

Реверсирование поступательных движений рабочего органа. Прямолинейное возвратно-поступательное движение рабочего органа

машины при небольшом его ходе достигается кривошипно-шатунным или кулисным механизмом, пневмо- или гидроцилиндром. Если длина хода рабочего органа большая, то задача решается применением реечно-шестеренной передачи, ходового винта с гайкой или цепной передачи, соединенной мультипликатором с гидроцилиндром.

4.5. Порядок разработки кинематической схемы

Кинематическая схема включает в себя такую структуру двигательных и передаточных механизмов, которые обеспечивают все требуемые движения заготовки, инструментов, а также вспомогательные движения, необходимые для обработки детали заданных размеров, формы и качества. Разработка схемы ведется в несколько этапов.

Этап 1. На первом этапе фиксируется перечень необходимых кинематических цепей механизмов: механизма главного движения, подачи, настроечных перемещений и др.

Этап 2. Устанавливаются предельные значения или диапазон регулирования скоростей рабочих органов. Назначается частота вращения или величина хода двигателя. Определяется частота вращения вала рабочего органа или величина его хода.

Этап 3. Изображается конструкция кинематической цепи, определяется ее передаточное число.

В идеальном случае передаточное число должно быть равно единице или незначительно отличаться от единицы. Количество передач должно стремиться к минимуму.

Если в кинематической замедляющей движение цепи несколько передач, то они должны быть расположены в такой последовательности, чтобы частота вращения валов убывала как можно медленнее. Передаточные числа отдельных кинематических пар, начиная от двигателя, в этом случае должны располагаться в порядке возрастания значений $u_1 \leq u_2 \leq u_3 \leq \dots \leq u_n$. Например, $u_o = 80$ можно разложить на частные передаточные числа следующим образом: $80 = 2 \times 4 \times 10$. При таком расположении передач их габариты и материалоемкость уменьшаются.

Рекомендуемые значения передаточных чисел некоторых передач приведены в табл. 4 [11].

Рекомендуемые средние и максимально допустимые значения передаточных чисел передач

Вид передачи	U_{cp}	U_{max}	Вид передачи	U_{cp}	U_{max}
Цилиндрическая зубчатая	2-4	6	Плоскоременная	2-3	5
Коническая зубчатая	2-3	4	Клиноременная	2-4	6
Цепная	2-3	7	Ременная с натяжным роликом	2-4	7

Ременные передачи применяют только на быстроходных участках кинематической цепи.

Этап 4. Уточнение частоты вращения рабочих валов, величины хода рабочего органа станка.

Если рабочий орган машины должен иметь k ступеней чисел оборотов, то значения чисел оборотов принимаются из ряда, составленного по закону геометрической прогрессии со знаменателем φ .

Пусть частота вращения вала должна изменяться ступенчато в диапазоне от n_{min} до n_{max} и должна быть поделена на k ступеней. Обозначим $n_1 = n_{min}$, $n_k = n_{max}$.

Знаменатель ряда геометрической прогрессии определяется по формуле

$$\varphi = \sqrt[k-1]{\frac{n_{max}}{n_{min}}} = \sqrt[k-1]{C}, \quad (13)$$

где C – диапазон регулирования частоты вращения.

Ряд чисел геометрической прогрессии для k ступеней будет иметь вид

$$n_1, n_1\varphi, n_1\varphi^2, \dots, n_1\varphi^{k-1}. \quad (14)$$

Значение знаменателя геометрической прогрессии рекомендуется брать из нормализованного ряда. Различают основной ряд – $\varphi = 1,26; 1,41; 1,58$; дополнительный ряд – $\varphi = 1,06; 1,12; 1,78; 2,0$.

В настоящее время ступенчатое регулирование частоты вращения применяется редко. Наиболее часто используется плавное непрерывное изменение скорости. Для этого в приводах станков применяются мотор-вариаторы-редукторы, которые часто заменяются гидравлическими моторами.

Этап 5. Подготовка вариантов кинематических цепей, анализ и выбор рационального варианта.

Любая кинематическая цепь может иметь множество вариантов исполнения. Варианты будут отличаться видом двигателя (электрический, пневматический, гидравлический), применением различных нормализованных узлов (мотор-редуктор, редуктор, мотор-вариатор-редуктор), использованием различных передач. Для сравнительного анализа полученных вариантов могут быть использованы следующие критерии: сложность кинематической цепи, материалоемкость, КПД, общее передаточное число, использование дорогостоящих элементов и др.

Выбор рационального варианта кинематической цепи производится по методике, изложенной ранее.

После выбора всех кинематических цепей вычерчивается общая кинематическая схема станка.

Пример. Для горизонтального роликового конвейера требуется разработать кинематическую схему привода. Окружная скорость роликов конвейера $V = 16,5$ м/мин, диаметр роликов $D = 120$ мм, мощность электродвигателя $P = 0,55$ кВт, частота вращения вала электродвигателя $n = 700$ мин⁻¹.

Решение. 1. Определяем частоту вращения роликов

$$n_p = \frac{1000V}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 16,5}{3,14 \cdot 120} = 43,8 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Общее передаточное число

$$u = \frac{n}{n_p} = \frac{700}{43,8} = 16$$

3. Подготовка вариантов кинематических схем (рис. 11).

Вариант 1. В приводе используется двухступенчатый редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами. Передаточное число редуктора $u = 16$. Конструкция простая, но трудоемка при изготовлении и монтаже. Она требует высокой точности соосности всех валов.

Вариант 2. Привод включает одноступенчатый редуктор и цепную передачу. Общее передаточное число $u = u_p u_c = 6,3 \cdot 2,54 = 16$. Конструкция более сложная, но и более простая при изготовлении и монтаже. Высокие требования соосности валов предъявляются только для установки редуктора и электродвигателя.

Электродвигатель и редуктор можно монтировать на уровне пола под роликами, что делает конвейер более компактным.

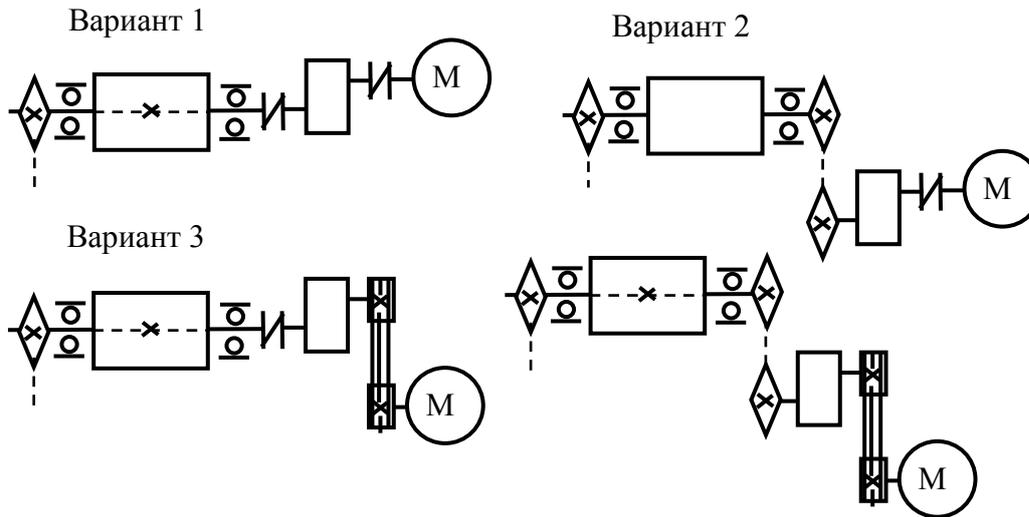


Рис. 11. Варианты кинематических схем привода роликового конвейера

Вариант 3. Привод включает ременную передачу и одноступенчатый редуктор. Общее передаточное число $u = u_{pn}u_p = 2,54 \cdot 6,3 = 16$. Передаточные числа кинематических пар расположены в более предпочтительном порядке постепенного их увеличения. При этом сохраняется требование соосности валов, и редуктор должен быть поднят на уровень роликов, что делает конструкцию более громоздкой.

Вариант 4. Привод включает ременную передачу, одноступенчатый редуктор и цепную передачу. Общее передаточное число $u = u_{pn}u_pu_{ц} = 2 \cdot 4 \cdot 2 = 16$. Требования к соосности валов невысокие. Электродвигатель и редуктор могут быть смонтированы на уровне пола под роликами конвейера. Однако конструкция громоздкая.

Выбор рационального варианта привода конвейера. Выбор лучшего варианта привода сделаем по методу их ранжирования [1].

Для сравнительной оценки вариантов выбираем следующие критерии:

K_1 – трудоемкость изготовления и монтажа;

K_2 – компактность конвейера;

K_3 – простота конструкции (оценивается по количеству элементов в кинематической цепи);

K_4 – предпочтительность порядка расположения передач.

Определение множества эффективных решений. Для этого составим табл. 5 и проведем ранжирование вариантов по каждому критерию.

Ранжирование вариантов по критериям

Варианты	Критерии			
	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
№1	4	3	1	1
№2	2,5	1	2,5	3
№3	2,5	4	2,5	2
№4	1	2	4	4

Раздел 5. Выбор типа привода

Приводом называется совокупность двигателя и кинематической цепи, подсоединенных к рабочему органу машины.

В современных деревообрабатывающих станках применяется электродвигательный, гидравлический и пневматический привод. Выбор того или иного привода зависит от многих факторов, таких как назначения механизма станка, наличия того или иного источника энергии, величины потребной мощности, КПД, потребности в регулировании скорости рабочего органа и др.

5.1. Электродвигательный привод**5.1.1. Асинхронные электродвигатели**

Общие сведения. Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором находят самое широкое распространение в приводах машин. Они отличаются простотой конструкции и технического обслуживания, экономичностью и надежностью. Наряду с основным исполнением двигателей серии 4А разработаны электрические модификации этой серии: двигатели с повышенным пусковым моментом (4АР), с повышенным скольжением (4АС), с фазным ротором (4АК, 4АНК), многоскоростные (в марке указывается число полюсов, например, 4А100S8) и двигатели со встроенным тормозом.

Для приводов с большими статическими и инерционными нагрузками в момент пуска используют двигатели с повышенным пусковым моментом. В этих двигателях ротор выполнен с двойной беличьей клеткой, залитой алюминием, что обеспечивает повышение пускового момента и снижение пускового тока.

Для приводов, работающих в повторно-кратковременных режимах с частыми пусками или пульсирующей нагрузкой, применяют двигатели с повышенным скольжением. Ротор этих двигателей в отличие от

основного имеет пазы уменьшенных размеров, в которые залит сплав с повышенным электрическим сопротивлением.

При тяжелых условиях пуска, когда мощность питающей сети мала для обеспечения пуска двигателей с короткозамкнутым ротором, а также при необходимости плавного регулирования частоты вращения применяются двигатели с фазной обмоткой ротора, контактными кольцами и пусковым реостатом.

Если асинхронный двигатель имеет p пар полюсов и подключен к питающей сети с частотой f_1 , то синхронная частота вращающегося магнитного поля n_o может быть рассчитана по формуле [12]

$$n_o = \frac{60f_1}{p}. \quad (15)$$

При работе ротор двигателя преодолевает сопротивление и вращается медленнее с частотой n_1 . Скольжение двигателя

$$s = \frac{n_o - n_1}{n_o}. \quad (16)$$

Из выражений (15) и (16) следует:

$$n_1 = \frac{60f_1}{p}(1 - s). \quad (17)$$

Регулирование частоты вращения двигателя. Из формулы (17) следует, что частоту вращения асинхронного двигателя можно регулировать путем изменения скольжения, числа пар полюсов или частоты тока питающей сети.

Меняя величину сопротивления ротора, можно изменить величину критического скольжения. При этом изменится частота вращения двигателя. Этот метод регулирования частоты вращения двигателя применяется в приводах деревообрабатывающих машин, работающих в повторно-кратковременном режиме, когда двигатель часто включается и выключается.

Частоту вращения двигателя можно регулировать изменением числа пар полюсов. Это достигается переключением обмоток статора по схемам: звезда – двойная звезда; треугольник – двойная звезда. Такой способ регулирования отличается простотой, экономичностью. При этом частота вращения двигателя изменяется только ступенчато. По этому принципу работают многоскоростные двигатели.

Частоту вращения можно регулировать также изменением частоты тока питающей сети. При частоте тока 300 с^{-1} частота вращения двигателя достигает 18000 мин^{-1} . Реализация такого способа требует применения асинхронного преобразователя частоты, что делает привод громоздким с низкими энергетическими показателями. Метод

получит дальнейшее развитие с применением преобразователей частоты на базе транзисторной техники.

5.2. Основы динамики привода

При пуске, останове или переходе на новый режим работы элементы кинематической цепи деревообрабатывающей машины работают с переменной скоростью. Изменение скорости элементов отражается на их кинетической энергии и вызывает изменение мощности на валу двигателя. При этом на элементы привода действуют инерционные силы, которые необходимо учитывать при расчете мощности двигателя.

Движущие силы, действующие со стороны двигателя, складываются из сил полезных и вредных сопротивлений, а также сил инерции. При этом работу двигателя можно записать так:

$$A = A_c + A_u, \quad (18)$$

где A_c – работа всех сил сопротивления рабочего органа;

A_u – работа сил инерции.

Известно, что кинетическая энергия вращающегося тела равна, Дж

$$T = 0,5J\omega, \quad (19)$$

где J – момент инерции вращающегося тела, кг·м²;

ω – угловая скорость вращения тела, с⁻¹.

$$J = \frac{mr^2}{2}, \quad (20)$$

где m – масса тела, кг;

r – радиус вращения, м.

Работа сил инерции может быть представлена как разность кинетических энергий всех звеньев кинематической цепи при изменении их угловой скорости от ω_1 до ω_2 :

$$A_u = A - A_c = \sum_{i=1}^n J_i \frac{\omega_{i2}^2 - \omega_{i1}^2}{2}. \quad (21)$$

Для звеньев с прямолинейным движением при изменении их скорости от V_1 до V_2 м/с

$$A_u = \sum_{j=1}^k m_j \frac{V_{j2}^2 - V_{j1}^2}{2}. \quad (22)$$

В момент пуска машины ω_1 и V_1 обычно равны нулю. Тогда для кинематической цепи, имеющей звенья с вращательным и поступательным движением, изменение кинематической энергии можно записать так:

$$A_u = A - A_c = \sum_{i=1}^n J_i \frac{\omega_{i2}^2}{2} + \sum_{j=1}^k m_j \frac{V_{j2}^2}{2}. \quad (23)$$

Динамическую мощность системы с постоянным моментом инерции вращающихся тел и массой, прямолинейно движущихся тел, можно выразить дифференциальным уравнением

$$P_u = \frac{dA_u}{dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} + mV \frac{dV}{dt}. \quad (24)$$

Для вращающихся тел

$$P_u = P - P_c = J\omega \frac{d\omega}{dt}, \quad (25)$$

а для тел с прямолинейным поступательным движением

$$P_u = P - P_c = mV \frac{dV}{dt}. \quad (26)$$

Если уравнения (26) и (27) поделить соответственно на ω и V , то получим следующие уравнения:

для динамического момента

$$M_u = M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (27)$$

для динамической силы

$$F_u = F - F_c = m \frac{dV}{dt}, \quad (28)$$

где M – вращающий момент, развиваемый двигателем, Н·м;

M_c – статический момент сил сопротивления, Н·м;

J – момент инерции вращающегося тела, кг·м²;

F – движущая сила, Н;

F_c – сила статического сопротивления, Н.

Вращающий момент двигателя равен

$$M = M_c + J \frac{d\omega}{dt}. \quad (29)$$

Движущая сила

$$F = F_c + m \frac{dV}{dt}. \quad (30)$$

Мощность двигателя, кВт

$$P = \frac{M\omega}{1000} = M \frac{\pi n}{30 \cdot 1000} = \frac{Mn}{9550}, \quad (31)$$

где n – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹.

Приведенная мощность находится из выражения

$$P_{np} = \frac{P}{\eta}, \quad (32)$$

Где η – КПД кинематической цепи.

5.3. Пуск и останов привода

Продолжительность пуска. Продолжительность переходного периода, при котором изменяется частота вращения вала электродвигателя, можно определить, используя формулу (33):

$$dt = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{dn}{M - M_c} \quad (33)$$

Если частота вращения вала двигателя изменяется от n_1 до n_2 , то формула продолжительности переходного периода в общем виде запишется так:

$$t = \int_{n_1}^{n_2} \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{dn}{M - M_c}$$

При пуске двигателя под нагрузкой, когда система разгоняется от $n_1 = 0$, время пуска определяется по формуле

$$t_n = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n}{M_n - M_c}, \quad (34)$$

где M_n – вращающий момент двигателя при разгоне, Н·м;

n – установившаяся частота вращения вала двигателя после разгона, мин⁻¹.

При пуске системы вхолостую, когда $M_c = 0$, время пуска

$$t_{no} = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_o}{M_n}, \quad (35)$$

где n_o – установившаяся частота вращения после разгона, мин⁻¹.

Для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в расчетные формулы вместо M_n подставляют значение среднего пускового момента

$$M_{n\text{cp}} = 0,5 M_n (K_n + K_k), \quad (36)$$

где K_n – кратность пускового момента, равная отношению пускового момента к номинальному: $K_n = M_n / M_n$;

K_k – кратность максимального момента, соответствующего критическому скольжению, $K_k = M_k / M_n$.

Значения K_n и K_k приводятся в справочниках.

С учетом значения $M_{n\text{cp}}$ при пуске под нагрузкой получим

$$t_n = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n}{M_{n\text{cp}} - M_c} \quad (37)$$

Продолжительность останова двигателя. Если останов двигателя производится под нагрузкой ($M_n = 0$), то время выбега до полного останова равно

$$t_{\text{в}} = \frac{J_{np}}{9,55 M_c} \cdot \frac{n_1}{}, \quad (38)$$

а если останов осуществляется на холостом ходе машины, то

$$t_{\text{во}} = \frac{J_{np}}{9,55 M_{co}} \cdot \frac{n_1}{}, \quad (39)$$

где M_{co} – статический момент сопротивления на холостом ходе машины, Н·м, равный $M_{co} = 9,55 \Delta P_o / n_o$, где ΔP_o – мощность потерь на холостом ходе, кВт; n_o – частота вращения ротора двигателя на холостом ходе, мин⁻¹.

В общем случае время торможения системы от n_1 до n_2 равно

$$t_{\text{T}} = \frac{J_{np}}{9,55 M_{\text{T}} - M_c} \cdot \frac{n_1 - n_2}{}, \quad (40)$$

где M_{T} – тормозной момент, Н·м.

5.4. Регулируемые двигатели постоянного тока

В приводах деревообрабатывающих станков [10, 11,12] применяются электродвигатели постоянного тока серии 2П, которые позволяют плавно изменять частоту вращения выходного вала. Для их применения необходим источник постоянного тока.

На практике в регулируемых приводах используются также системы, такие как генератор – двигатель Г – Д, электромашинный усилитель – двигатель ЭМУ – Д, управляемый выпрямитель – двигатель УВ – Д. Любая система имеет устройство для получения постоянного тока и двигатель постоянного тока.

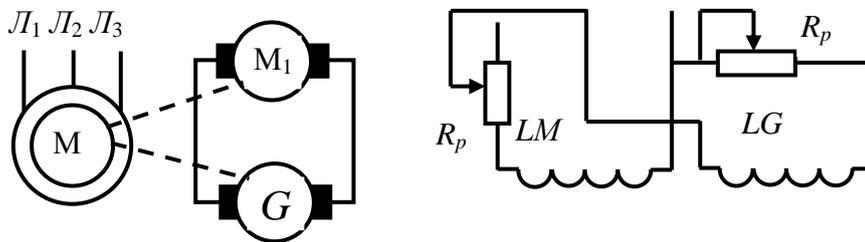


Рис. 12. Принципиальная схема привода Г - Д

На рис. 12 показана принципиальная схема привода Г – Д. Система состоит из асинхронного двигателя M , который приводит в движение генератор постоянного тока G . Напряжение с генератора подается на

двигатель постоянного тока M_1 . Напряжение генератора и частота вращения двигателя M_1 изменяются путем влияния на ток возбуждения генератора. Диапазон регулирования достигает 8 при однозонном регулировании и 20 при двухзонном регулировании.

Недостатки системы Г – Д: низкие значения КПД и $\cos\varphi$, громоздкость, большая масса, низкая надежность из-за наличия в системе дополнительных двух машин – генератора и асинхронного двигателя.

Комплектный тиристорный электропривод постоянного тока. Комплектный тиристорный привод состоит из тиристорного преобразователя однофазного или трехфазного переменного тока и двигателя постоянного тока.

В настоящее время промышленность выпускает различные системы тиристорных приводов, работающие на однофазном и трехфазном токе. Выпускаемые комплектные приводы ЭТУ3601, ЭТ2, ЭТ3, ЭТРЦ, ЭТ6-С обеспечивают диапазон регулирования от 2:1 до 10000:1.

5.5. Привод механизмов главного движения

Режущий инструмент механизмов главного движения деревообрабатывающих машин может совершать вращательное или возвратно-поступательное движение.

При вращательном движении режущего инструмента механизм главного движения выполняется обычно по одной из трех схем:

режущий инструмент крепится непосредственно на валу двигателя;

режущий инструмент крепится на валу, установленном в подшипниковых опорах на станине или суппорте и соединенном с двигателем муфтой;

режущий инструмент крепится на валу, установленном в подшипниковых опорах на станине или суппорте и соединенном с двигателем ременной передачей.

При поступательном движении режущего инструмента механизм главного движения выполняется в виде кривошипно-шатунного механизма, соединенного с двигателем ременной передачей.

В механизмах главного движения обычно используются нерегулируемые приводы с асинхронными электродвигателями трехфазного переменного тока единой серии 4А с частотой вращения вала 1000, 1500, 3000 мин^{-1} . Если режущий инструмент крепится непосредственно на валу двигателя, то в этом случае применяются специальные трехфазные асинхронные электродвигатели серии 4АД с исполнением для деревообработки. Они отличаются удлиненным ротором, усиленными подшипниками, повышенной жесткостью и удлиненным концом вала. Электродвигатели серии 4АД выпускаются с частотой вращения 18000 мин^{-1} при мощности 0,55 – 2,2 кВт, 12000

мин⁻¹ при мощности 1,5 – 3,0 кВт, 6000 мин⁻¹ при мощности 0,25 – 7,5 кВт, 3000 мин⁻¹ при мощности 0,25 – 7,5 кВт. Двигатели с частотой вращения 6000 - 18000 мин⁻¹ питаются током повышенной частоты от специального преобразователя частоты.

При тяжелых условиях пуска станков с большими инерционными нагрузками в приводах применяют электродвигатели с фазным ротором и контактными кольцами или с повышенным скольжением.

5.6. Привод механизмов подачи

Рабочие органы механизмов подач с вращательным движением имеют небольшую частоту вращения, но передают большой крутящий момент. В связи с этим приводы механизмов подач, передавая движение от электродвигателя, понижают частоту вращения и пропорционально повышают крутящий момент.

Приводы могут быть нерегулируемые и регулируемые.

В нерегулируемом приводе используется асинхронный электродвигатель трехфазного переменного тока единой серии 4А с каким-либо редуктором или мотор-редуктор. В приводах используются различные редукторы [10]: цилиндрические одноступенчатые узкие типа ЦУ с передаточным числом $u = 2-6,3$, двухступенчатые типа Ц2У с $u = 8-40$, конические цилиндрические типа КЦ1 с $u = 6,3-28$, червячные редукторы РЧУ с $u = 8-80$ и др.

Мотор-редукторы выпускаются одноступенчатые типа МЦ и двухступенчатые соосные типа МЦ2С. Частота вращения выходного вала мотор-редуктора первого типа выбирается в диапазоне 224-450 мин⁻¹, а для второго типа – 28-180 мин⁻¹.

Для ступенчатого регулирования в приводе используют многоскоростные асинхронные электродвигатели или коробки скоростей, или многоступенчатые шкивы.

В приводах с бесступенчатым регулированием иногда используют электродвигатели постоянного тока, которые позволяют плавно изменять частоту вращения вала в широком диапазоне.

В настоящее время в регулируемом приводе наиболее часто используются самостоятельные агрегаты, состоящие из односкоростного или многоскоростного асинхронного электродвигателя в совокупности с вариатором и редуктором.

Вариатор состоит из фрикционной передачи, обеспечивающей плавное изменение скорости вращения рабочих органов в диапазоне 3 – 6. Он позволяет изменять скорость вращения на ходу под нагрузкой рабочего органа и имеет высокий КПД (0,85-0,95). Конструкции вариаторов рассмотрены ниже.

Конусный вариатор с параллельными валами. Схема вариатора показана на рис. 13. На валу электродвигателя жестко закреплен конус 1,

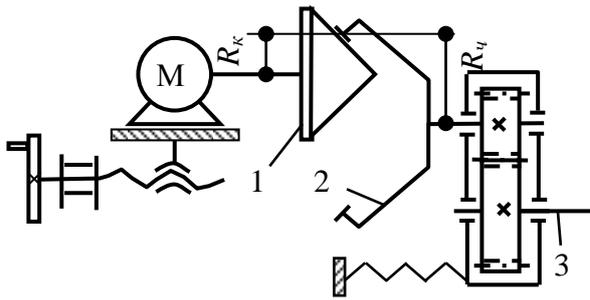


Рис. 13. Конусный вариатор с параллельными валами

который находится в контакте с чашкой 2. Чашка с шестерней может свободно поворачиваться вокруг зубчатого колеса с выходным валом 3 и прижимается к конусу 1 пружиной.

При перемещении электродвигателя по направляющим радиус конуса R_k непрерывно изменяется при постоянном радиусе чашки R_q .

При этом изменяется общее передаточное число вариатора, величина которого находится по следующей формуле

$$u = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{к}}} = u_{\text{в}} u_{\text{зп}} = \frac{R_q}{R_k} \cdot \frac{z_{\text{к}}}{z_{\text{ш}}}, \quad (41)$$

где $n_{\text{э}}$, $n_{\text{к}}$ – соответственно частота вращения вала электродвигателя и вала 3 зубчатого колеса, мин^{-1} ;

$u_{\text{в}}$, $u_{\text{зп}}$ – соответственно передаточное число фрикционных тел качения вариатора и зубчатой передачи;

R_q , R_k – соответственно радиусы контакта чашки и конуса, мм;

$z_{\text{к}}$, $z_{\text{ш}}$ – соответственно число зубьев зубчатого колеса и шестерни.

Из уравнения (41) находится частота вращения зубчатого колеса с выходным валом 3

$$n_{\text{к}} = n_{\text{э}} \frac{R_k z_{\text{ш}}}{R_q z_{\text{к}}}. \quad (42)$$

Передаточное число вариаторов: $u_{\text{min}}=1,15-1,25$; $u_{\text{max}}=2,5-4$.

Конусный вариатор "Вебо". Ведущий конус 1 (рис. 14) закреплен на валу электродвигателя. Двигатель крепится в корпусе вариатора и с помощью пары винт-гайка и маховичка 2 может перемещаться относительно чашки 3.

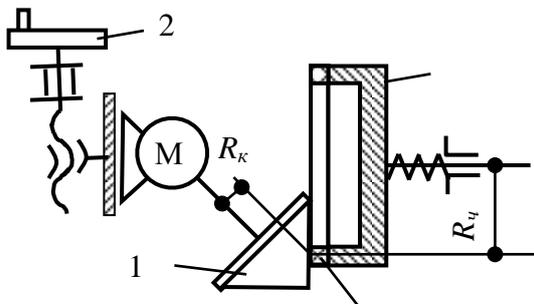


Рис. 14. Конусный вариатор типа "Вебо"

Чашка снабжена сменным текстолитовым кольцом 4, поджата к конусу 1 пружиной 5 и смонтирована на выходном валу вариатора.

Передаточное число вариатора

$$u_{var} = \frac{R_q}{R_k}. \quad (43)$$

Передаточное число вариаторов: $u_{min} = 0,6-0,8$; $u_{max} = 1,5-2$.

Клиноременный вариатор. Клиноременные вариаторы по сравнению с другими вариаторами обладают лучшими эксплуатационными характеристиками, они просты по конструкции и не требуют высокой точности изготовления. Схема одного из них приведена на рис. 15.

Вариатор состоит из четырех конических шкивов 1, 3 и 7, 8 насаженных соответственно на вале двигателя 4 и редуктора 5. При этом шкивы 3 и 8 закреплены на валах жестко, а шкивы 1 и 7 имеют возможность продольного перемещения на валах. Шкив 1 соединен через водило и гайку с винтом, который приводится в движение маховичком. Шкив 7 поджат пружиной 6.

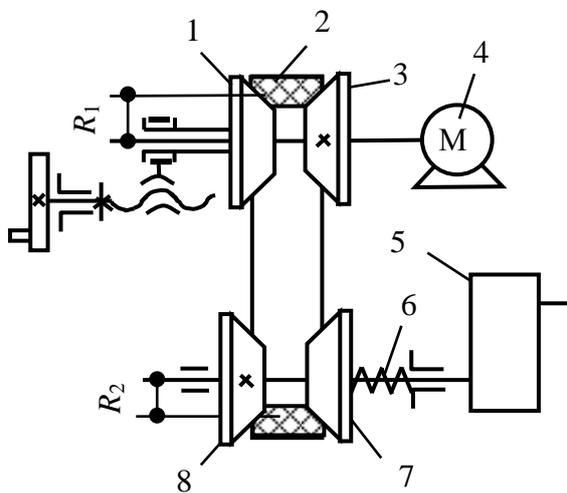


Рис. 15. Клиноременный вариатор

Клиновой ремень вариатора соприкасается своими скошенными кромками с раздвижными шкивами. Если с помощью маховичка шкив 1 отодвинуть от шкива 3, то ремень 2 опустится вниз, а пружина 6 подвинет шкив 7 в сторону шкива 8 и создаст необходимое натяжения ремня. При этом радиусы контакта шкивов R_1 с ремнем уменьшатся, а R_2 увеличатся. Происходит плавное изменение частоты вращения шкивов 7 и 8.

Диапазон регулирования клиноременного вариатора равен

$$D = \frac{R_{1max} R_{2max}}{R_{1min} R_{2min}}. \quad (44)$$

Диапазон регулирования скорости зависит от ширины ремня. Обычно применяют специальные вариаторные ремни с гофрами по внутренней поверхности. При этом узкие ремни обеспечивают диапазон регулирования до 5, а широкие ремни с малым углом клина – до 9-12.

Промышленность выпускает вариаторы моделей ВР1 и ВР3 с диапазоном регулирования 4. Технические характеристики вариаторов приведены в табл. 6.

Технические характеристики ременных вариаторов

Модель	Мощность, кВт	Частота вращения вала, мин ⁻¹		КПД	Размеры ремня, мм
		ведущего	ведомого		
BP1	7	1500	750-3000	0,8-0,9	63×20×1600
BP3	3	1500	750-3000	0,8-0,9	40×13×1120

Раздел 6. Методология конструирования машин

Под методологией в данном случае понимается система методов, учитываемых и применяемых при проектировании деревообрабатывающих машин. Метод – это логическая основа способа действия, согласно которой в процессе конструирования осознанно применяются определенные правила. Таких правил за многовековую историю конструирования машин накопилось много. Главные из них сводятся к следующему: **максимально возможная производительность, высокое качество обработки, простота и легкость обслуживания, малые металлоемкость и габариты, достаточно низкая первоначальная стоимость и малые эксплуатационные расходы, технологичность конструкции, безопасность работы и др.**

Содержание некоторых правил, которые вытекают из требований, предъявляемых к машине, более подробно изложено ниже.

6.1. Увеличение производительности

Увеличение производительности – один из важнейших принципов, которым руководствуется конструктор при создании машин. Производительность машин зависит от различных параметров. Главные из них приведены ниже.

Повышение скоростей рабочих движений. Увеличение скорости обработки детали позволяет увеличить количество обработанных деталей в единицу времени. Значения скоростей главного движения и подачи для современных станков приведены в табл. 7.

Непрерывность технологического процесса. Под непрерывностью понимается процесс безостановочной обработки детали с вращательным, поступательным, поточным движением.

Непрерывность – один из главных способов повышения производительности труда.

**Значения скоростей рабочих движений
деревообрабатывающих станков**

Станки	Скорость главного движения, м/с	Скорость подачи, м/мин
Лесопильные рамы двухэтажные	5,8 - 8,4	1 - 27
Ленточнопильные для распиловки бревен	45	90
Ленточнопильные делительные	40	5 - 40
Круглопильные:		
бревнопильные	50	120
обрезные	50 - 67	45 - 150
прирезные	61	8 - 84
Фуговальные	34	8 - 24
Рейсмусовые	30 - 35	5 - 30
Четырехсторонние продольно-фрезерные	45	8 - 70
Сверлильно-фрезерные при $n=10000 \text{ мин}^{-1}$	–	0,68 - 3,0

Непрерывность технологического процесса. Под непрерывностью понимается процесс безостановочной обработки детали с вращательным, поступательным, поточным движением.

Непрерывность – один из главных способов повышения производительности труда.

Прерывистые технологические процессы выполняются с возвратно-поступательными движениями, с остановками или прерываниями при переходе к следующей операции [13]. В проходных станках заготовки подаются в станок с межторцовыми разрывами.

Механизация и автоматизация. Механизация уменьшает или частично избавляет человека от тяжелого ручного труда, так как функция управления (включение, выключение, регулирование режима и т.д.) в данном случае остаются за человеком.

Автоматизация полностью исключает непосредственное участие человека в работе. Автомат самостоятельно выполняет все рабочие и холостые ходы цикла по программе, заранее составленной и отлаженной человеком. В этом случае рабочая машина заменяет уже не только мускулы, но и в известных пределах мозг человека. За человеком остается только функция контроля, наладки машины, подготовки и замены программ.

6.2. Повышение точности

Точность обработанных деталей на станках зависит от ряда факторов: геометрической точности станков, погрешностей в геометрии лезвий режущих инструментов, погрешностей размеров заготовок, наладки и настройки станков, неточности кинематических цепей, нестабильности режимов резания, температурных перепадов и др.

Геометрическая неточность станка является следствием относительного расположения его узлов и деталей, неточности базовых элементов. В результате этого в шпиндельных узлах, например, появляется радиальное и осевое биение вала.

Непрямолинейность направляющих конвейерных механизмов подачи прирезных станков приводит к искажению размеров и формы деталей. Непрямолинейность режущих кромок ножей фуговальных и рейсмусовых станков тоже вызывает искажение размеров и формы деталей. Неплоскостность столов фуговальных и рейсмусовых станков приводит к перебазированию заготовки и искажению формы детали.

Изменение размеров возможно при некачественной наладке и настройке станка, при снятии больших припусков, при ослаблении креплений узлов станка и возникновении деформаций из-за перепада температуры. В группе пильных станков при нагреве режущего инструмента теряется устойчивость пил, в результате чего изменяются первоначально установленные размеры деталей.

Обеспечение нормативной геометрической точности, предотвращение повышения температуры деталей станка и режущего инструмента, а также обеспечение технологической стабильности рабочей машины - залог получения деталей требуемой точности.

Деревообрабатывающую машину называют технологически стабильной, если ее уровень настройки и поле рассеивания размеров сохраняются неизменными в течение времени обработки партии деталей.

Жесткость узлов станка. Под жесткостью понимается сопротивление, которое оказывает тело или система тел деформирующему действию внешних сил в данной точке. Различают статическую и динамическую жесткость.

Статическая жесткость представляет собой сопротивление, которое создает система под действием статических внешних сил и нагрузок, Н/мм:

$$j = \frac{F}{y}, \quad (45)$$

где F - обобщенная статическая сила, действующая в данной точке узла или станка, Н;

y - величина деформации в данной точке, мм.

На рис. 16 показаны схемы измерения жесткости горизонтального ножевого вала и стола рейсмусового станка (рис. 16, а), а также

вертикального шпинделя и направляющей линейки фрезерного станка (рис. 16, б). На схемах обозначены цифрой 1 динамометр, создающий отжимающее усилие, и 2 - индикатор часового типа, с помощью которого измеряется величина деформации.

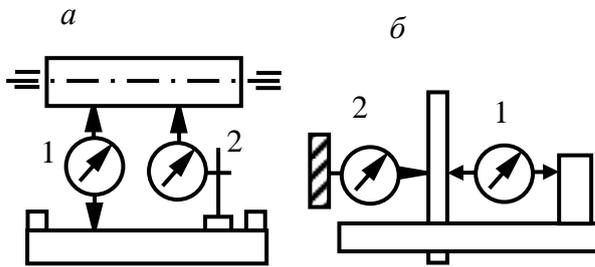


Рис. 16. Схемы измерения жесткости станков: а – рейсмусового; б – фрезерного

Отжимающее усилие в деревообрабатывающих станках создается силами резания и подачи. Эти силы пропорциональны мощности соответственно механизма главного движения и подачи, поэтому норма жесткости зависит от мощности соответствующего механизма. Норму жесткости берут по значению приведенной

жесткости, т.е. жесткости, приходящейся на 1 кВт мощности соответствующего механизма.

Иногда при расчетах удобно пользоваться не статической жесткостью, а ее обратной величиной, называемой **податливостью**.

Податливость, мкм/Н

$$W = \frac{1000}{j} \quad (46)$$

Динамическая жесткость - это жесткость тела или системы тел, работающих в динамическом режиме, при котором движение рабочих органов станка происходит неравномерно. Для каждого динамического режима существует своя динамическая жесткость, Н/мм

$$j_d = \frac{j}{K}, \quad (47)$$

где j - статическая жесткость, Н/мм;

K - динамический коэффициент ($K > 1$).

Статическая жесткость узлов деревообрабатывающих станков должна находиться в пределах норм, приведенных в табл. 8.

Статическая жесткость узлов группы фрезерных станков [14]

Узлы станков	Приведенная жесткость, Н/мм на 1 кВт мощности
Ножевые валы фуговальных и рейсмусовых станков	25000 – 30000
Двухопорные шпиндели на подвижном суппорте с нагрузкой между опорами (например, четырехстороннего станка)	20000
Шпиндели фрезерных головок с консольной нагрузкой	2000 - 2500
Базирующие столы (плиты)	20000 – 30000
Стол� рейсмусовых и четырехсторонних станков	10000
Подвижные суппорты и каретки ручной подачи (поперечная жесткость)	2000 - 4000

Недостаточная жесткость отдельных элементов узлов при работе приводит к изменению взаимного положения режущего инструмента и заготовки и понижает точность обработки.

Виброустойчивость станков. Виброустойчивость станков - это их способность оказывать сопротивление вибрациям, т.е. периодическим колебаниям большой скорости.

В обычных условиях в колебаниях участвуют три группы сил: поддерживающие колебания - силы упругости; вызывающие колебания (периодические) - возмущающие силы; гасящие колебания - силы сопротивления среды [15].

Частота возмущающей силы, при которой амплитуда вынужденного колебания достигает максимума, называется **критической**. Частота вынужденных колебаний, равная частоте собственных колебаний, называется **резонансной**.

Всякая упругая система имеет несколько частот собственных колебаний (спектр частот). Резонанс возникает всякий раз, когда частота какого-либо одного вида собственных колебаний системы равна или кратна частоте возмущающей периодической силы.

Конструкция изделия должна исключать возникновение резонансных колебаний.

Это достигается различными путями:
уравновешиванием возбуждения в станках с помощью противовесов, балансиров, антивибраторов и т.д.;
изменением соотношения между частотами возмущающих сил и частотами собственных колебаний;

увеличением затухания в системе.

Точность изготовления изделий из древесины регламентирована ГОСТ 6449.1-82 "Изделия из древесины и древесных материалов. Поля допусков для линейных размеров и посадки". ГОСТ устанавливает 9 квалитетов допустимых отклонений размеров (с 10 по 18 квалитет).

Станки по технологической точности должны соответствовать требованиям точности обработки деталей, однако изготавливать девять разновидностей станков нецелесообразно. В связи с этим, а также учитывая сложившуюся практику, девять квалитетов делят на четыре группы. Каждой группе точности обработки детали соответствует класс точности станка - особо высокой точности (О), повышенной (П), средней (С) и низкой точности (Н):

Квалитет по ГОСТ 6449.1-82	10, 11	12, 13, 14	15, 16	17, 18
Класс точности станка	О	П	С	Н

6.3. Повышение надежности

Качество машины, ее технические показатели ценны лишь в том случае, если они постоянны в течение длительного времени в условиях нормальной эксплуатации. **Свойство машины выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования называется надежностью** [16].

Надежность машины обеспечивается совокупностью трех свойств: безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью.

Безотказность характеризуется полным сохранением работоспособности в течение определенного периода работы в эксплуатационных условиях. При эксплуатации станка возможны неисправности, без устранения которых невозможно дальнейшее выполнение станком всех или одной из его главных функций по обработке деталей. **Потеря работоспособности станка из-за неисправностей называют отказом.**

При конструировании следует изучить причины отказов действующих машин и предусмотреть мероприятия, исключающие появление отказов в новой машине. Причины отказов могут быть следующие: ошибки конструктора, заедания деталей, засорения, нарушения регулировки, изнашивание деталей и узлов, несовершенство технологического процесса, непредусмотренные условия эксплуатации, некачественное изготовление деталей и т.д.

Долговечность. Долговечность - это свойство машины длительно, с учетом ремонтов, сохранять работоспособность в условиях эксплуатации до разрушения или другого

состояния, при котором невозможна дальнейшая нормальная эксплуатация. Показателями долговечности является технический ресурс (наработка до ремонта или полной замены) и срок службы.

Машина должна эксплуатироваться до тех пор, пока ее использование будет технически и экономически целесообразно.

Ремонтопригодность. Ремонтопригодность - это свойство объекта техники, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений, поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов (ГОСТ 27.002-83).

При наступлении отказа машина полностью или частично утрачивает работоспособность. Чем быстрее и проще можно восстановить работоспособность машины, тем надежнее она будет в эксплуатации.

Ремонтопригодность представляет собой совокупность технологичности при техническом обслуживании и ремонтной технологичности объектов техники.

Таким образом, проектируемая машина должна обладать надежностью, т.е. совокупностью трех свойств: безотказностью, долговечностью и ремонтопригодностью.

Надежность машин определяется по следующей формуле:

$$P(t) = 1 - \frac{t}{T_o}, \quad (48)$$

где t - время безотказной работы элемента машины;
 T_o - срок работы машины .

Раздел 7. Компоновка машины

7.1. Общие правила компоновки

Под компоновкой машины понимают объединение (синтез) ее отдельных функциональных узлов и механизмов в единое целое. При компоновке добиваются такого пространственного расположения узлов и деталей, при котором наилучшим образом достигаются заданные свойства машины (высокая производительность, точность, удобство при эксплуатации, наименьшие габариты и т.д.) и реализуются правила конструирования.

Компоновку машины выполняют на основании технологической и кинематической схем, а также с учетом размеров крупных деталей. Иногда компоновка и разработка схем выполняются одновременно.

При компоновке машина, ее узлы и детали вычерчиваются схематически, без подробностей.

Компоновка выполняется в два этапа: эскизный и рабочий.

При эскизной компоновке общую конструкцию машины разрабатывают на базе кинематической схемы. Составляется обычно несколько вариантов эскизных компоновок. Из множества вариантов, используя один из методов оптимизации многокритериальной задачи, выбирается один рациональный эскизный вариант.

В качестве критериев оптимизации принимаются уменьшение массы и габаритов машины, повышение точности, удобства обслуживания, безопасности, бесшумности, эстетичности и др.

Рабочая компоновка. На базе эскизной компоновки составляется рабочая компоновка. В ней уточняется конструкция машины. Рабочая компоновка служит основой для дальнейшего конструирования узлов машины.

Работу над компоновкой начинают с выполнения уточняющих кинематических и технологических расчетов. Рассчитываются ременные и цепные передачи, их межосевые расстояния. Определяются мощности и размеры электродвигателей. Рассчитываются или назначаются длины валов, габаритные размеры сборочных единиц. Главные сборочные единицы вычерчиваются в масштабе. Полученные таким образом размеры позволяют уточнить рабочую компоновку машины.

При компоновке необходимо предусмотреть места установки механических и электрических блокировочных устройств, необходимых ограждений, которые являются подсистемами единого целого. Необходимо предусмотреть последовательность сборки с возможностью наиболее простого соединения узлов между собой. В процессе компоновки следует четко поделить машину на узлы с обеспечением необходимой жесткости станка. Деление на узлы позволяет вести их параллельное проектирование, параллельную сборку, испытание.

При рабочей компоновке решаются вопросы технической эстетики. Устанавливаются размеры сторон корпуса машины согласно правилу "золотого сечения". Однако правило "золотого сечения" не должно вступать в противоречие с функциональным назначением и технической целесообразностью изделия. Правило "золотого сечения" устанавливает только идеальные размеры, фактические же размеры принимаются с учетом технической целесообразности.

7.2. Типовые варианты компоновок

Современные машины отличаются большим разнообразием компоновок. Выделив в машине координатные оси X , Y , Z , можно различать следующие типовые компоновки:

- продольно-горизонтальную, при которой узлы машины расположены вдоль оси X ;
- поперечно-горизонтальную, когда узлы машины расположены вдоль оси Y ;
- вертикальную - при расположении узлов машины по оси Z ;

- наклонно-горизонтальную - при расположены узлов машины наклонно к оси Z;
- барабанную - при расположены узлов на барабане, смонтированном на вертикальной или горизонтальной оси;
- карусельную - при расположены основных узлов на горизонтальном диске.

По характеру движения заготовок и деталей различают разомкнутые и замкнутые компоновки. У разомкнутых компоновок загрузка заготовок и выгрузка деталей производится в разных местах машины, у замкнутых – в одном и том же месте.

Возможны и другие компоновки. Часто они представляют собой комбинацию из указанных типовых компоновок, когда сборочные единицы монтируются на горизонтальных, вертикальных или наклонных опорных площадках.

С точки зрения удешевления сборки машины наилучшей схемой компоновки является та, по которой во время сборки не требуется производить никаких выверок, пригонок, регулировок. Узлы и детали при их установке должны сразу занимать правильное положение.

С точки зрения удешевления механической обработки деталей наилучшей схемой компоновки будет та, по которой при изготовлении деталей не требуется выдерживать точные допуски.

7.3. Составление эскизных вариантов компоновок

Эскизные варианты компоновок машины разрабатываются на базе выбранной рациональной схемы проектного решения машины (см. п. 2.6 "Выбор лучших вариантов") и рациональной кинематической схемы. Для наглядности разработка вариантов компоновок разобрана на примере.

Пример. Разрабатывается торцовочный станок для обработки пиломатериалов. В процессе технико-экономического обоснования выбрана рациональная схема станка (рис. 17, а).

Станок выполнен в виде шарнирно закрепленного маятника, соединенного с гидроцилиндром. На маятнике закреплен пильный вал с пилой, соединенный с электродвигателем ременной передачей. Электродвигатель смонтирован на маятнике.

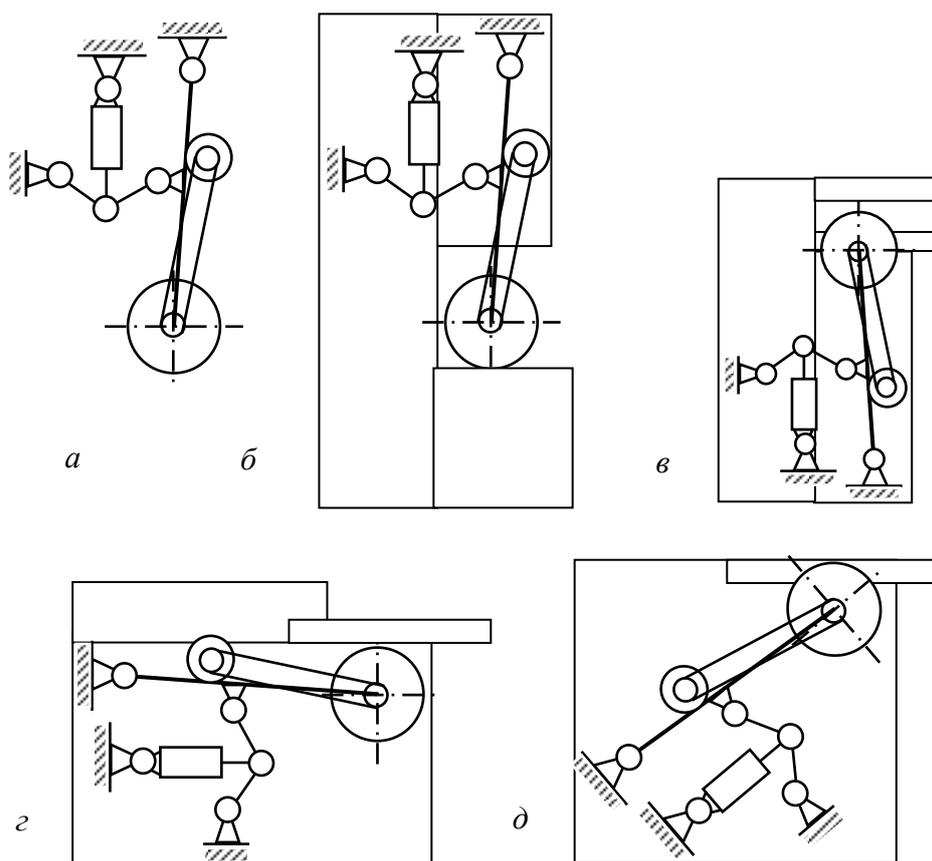


Рис. 17. Схемы эскизных компоновок:

- a* – рациональная схема проектируемого станка;
- б*, *в* – вертикальные компоновочные схемы;
- г* – схема горизонтального исполнения;
- д* – наклонное исполнение станка

Требуется составить варианты эскизных компоновочных схем станка и из них выбрать рациональную схему.

Решение. На рис. 17 представлены различные компоновочные схемы: вертикальная (рис. 17, б), вертикальная перевернутая (рис. 17, в), горизонтальная (рис. 17, г), с наклонным расположением механизмов (рис. 17, д). Станок с горизонтальным расположением маятника может быть выполнен в двух вариантах: с надвиганием пилы снизу вверх или сверху вниз. Все компоновки замкнутые, загрузка заготовок и выгрузка деталей производятся на одном месте.

Вертикальная компоновка позволяет уменьшить площадь, занимаемую машиной, но может создать неудобства при обслуживании механизмов. При горизонтальной компоновке машина занимает большую производственную площадь. Для выбора рациональной компоновочной схемы надо подобрать критерии, которые наилучшим образом характеризовали бы требования, предъявляемые к станку. В качестве критериев можно принять, например, возможность обработки широких досок пилой небольшого диаметра, минимальные габариты и масса

станка, удобство обслуживания механизмов станка, удобство удаления опилок, эстетичный внешний вид и др.

7.4. Компоновка валов и шпинделей

В зависимости от назначения валы подразделяются на простые, шпиндели и рабочие валы механизмов главного движения.

Простые валы - это валы, применяемые в различных передачах типа валов редукторов, вариаторов, открытых передач, цепных, зубчатых, ременных, валов конвейеров, транспортеров и т.д.

Механизмы главного движения в дереворежущих станках часто выполняют в виде рабочих валов и шпинделей.

Рабочим валом называют быстроходный вал станка, на котором режущий инструмент закреплен в промежутке между подшипниковыми опорами. Вал закрепляется на станине без регулировочных перемещений.

Шпиндель - быстроходный вал станка, на котором режущий инструмент закреплен на его консольной части. Шпиндели, как правило, имеют настроечные перемещения.

Наиболее характерными являются три конструктивные схемы механизмов главного движения станков (рис. 18):

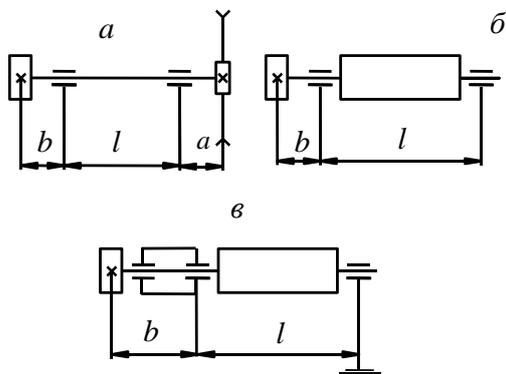


Рис. 18. Схемы механизмов главного движения: *a* – шпиндель; *б, в* – ножевой вал

- шпиндель на двух опорах с консольно расположенным режущим инструментом (рис. 18, *a*).

Применяется при длине консоли $a = 230$ мм;

- ножевой вал на двух опорах с инструментом, расположенным между опорами (рис. 18, *б*);

- шпиндель на трёх опорах, из которых две стационарные, а одна правая - съёмная (поддерживающая), режущий инструмент расположен между стационарной и съёмной опорами (рис. 18, *в*).

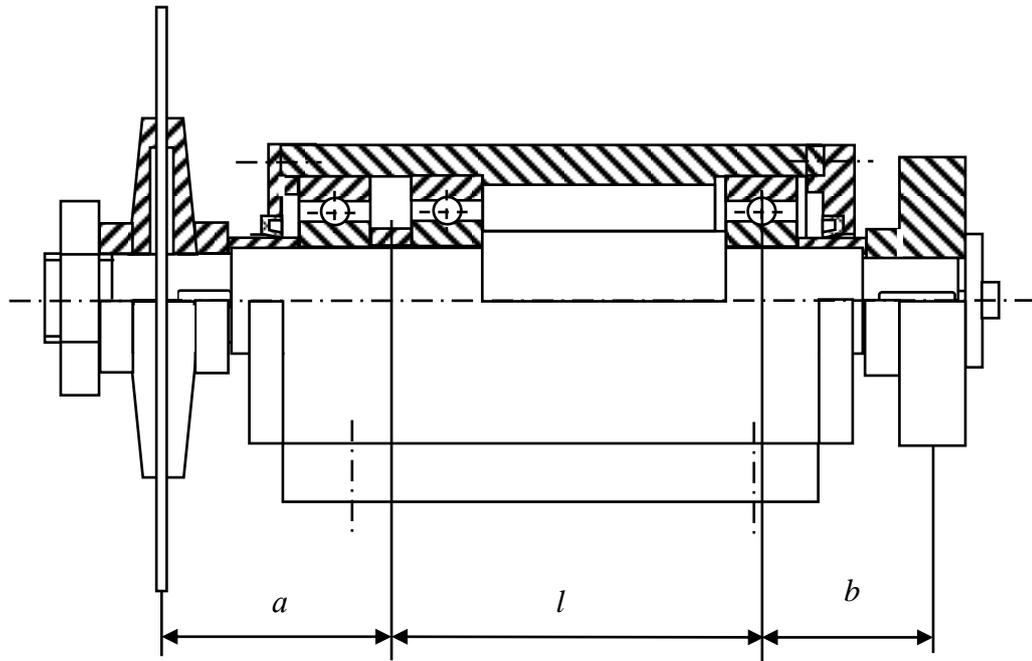


Рис. 19. Компоновка шпинделя

Для определения размеров, указанных на рис. 18, а также для выполнения расчетов вала делают эскизную компоновку узла (рис 19). Компоновка должна обеспечить удобную сборку и разборку узла, условия смазки, а также достаточную жесткость узла действию внешних сил и точность работы режущего инструмента.

При компоновке делается эскизный чертеж шпинделя без подробного вычерчивания деталей. На эскизе проставляются размеры деталей, зазоров, формирующих длину каждой консоли. Указанные размеры задаются конструктивно с учетом размеров существующих конструкций. Длину ступицы, например, назначают $(1,5-2)d$, длину шеек под подшипники качения - $(0,3-0,5)d$, длину шеек под подшипники скольжения - $(0,8-1,0)d$, где d - диаметр вала в шейке подшипника (задается пока приближенно). Путем сложения назначенных размеров находят длины консолей a и b , которые должны быть по возможности минимальными.

Расстояние между подшипниковыми опорами принимается равным $l \geq 2a$. После назначения длин элементов вала его диаметр в шейке подшипника рассчитывается.

Раздел 8. Расчет валов и шпинделей

Количественная оценка надежности работы валов и шпинделей ведется с учетом их циклической прочности, жесткости и виброустойчивости. Методики расчета валов и шпинделей изложены в специальной литературе по деталям машин [17]. Ниже приведены основные положения расчета.

8.1. Напряжения в валах

Основным видом напряжений, действующих в валах при их кручении и изгибе, являются касательные и нормальные напряжения. Во вращающемся вале эти напряжения переменные, величина их периодически меняется от наименьшего значения σ_{\min} до наибольшего σ_{\max} (рис. 20).

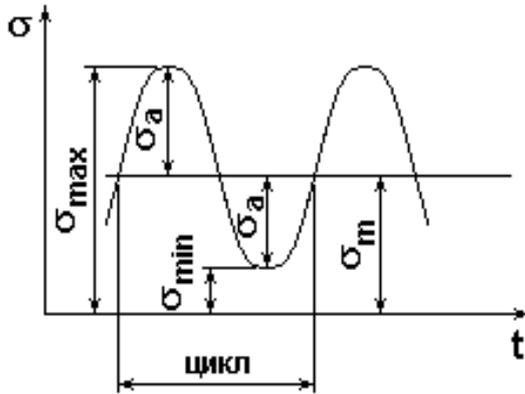


Рис. 20. Изменение напряжений

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (49)$$

Амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (50)$$

Цикл называется симметричным, если σ_{\min} и σ_{\max} равны по величине, но противоположны по знаку.

Коэффициентом асимметрии цикла называют отношение

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}.$$

Для асимметричного цикла $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ и $r = -1$, тогда среднее напряжение $\sigma_m = 0$, а амплитуда напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - (-\sigma_{\min})}{2} = \sigma_{\max} = \sigma_{\min} \quad (51)$$

Приведенные соотношения справедливы и для касательных напряжений τ .

8.2. Предел выносливости сталей

Наибольшее переменное напряжение, при котором материал, не разрушаясь выдерживает неограниченное число циклов, называется пределом выносливости.

Предел выносливости обозначается для симметричного цикла σ_{-1} (для этого цикла коэффициент асимметрии $r = -1$). За базу испытания для сталей принимают 10^7 циклов.

Пределы выносливости некоторых сталей, применяемых для валов приведены в табл. 9 [18].

Механические свойства сталей

Марка стали	Термообработка	σ_b , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
45	Закалка	660	440	330	157
50	Закалка	740	540	340	167
40X	Закалка	940	780	470	240
50X	Закалка	1150	880	580	260
38X2МЮА	Закалка	880	730	420	250

Для других марок сталей можно пользоваться следующими приближенными соотношениями:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,6) \cdot \sigma_b, \quad \tau_{-1} \approx (0,4 \div 0,7) \cdot \sigma_{-1}.$$

Конструкционные стали 45, 50, 40X с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости HRC_Э 48-55 применяют как для редукторных валов, так и для шпинделей. Для шпинделей сложной формы применяется сталь 50X с объемной закалкой до твердости HRC_Э 52-58.

8.3. Нагрузка внешних сил на вал

Нагрузка на вал от шкивов ременной передачи. При параллельных ветвях ремня и полуторном запасе натяжения на вал действует сила, Н

$$Q = 3\sigma_0 Fz. \quad (52)$$

При непараллельных ветвях ремня и полуторном запасе натяжения нагрузка на вал, Н[18]

$$Q = 3\sigma_0 Fz \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (53)$$

где σ_0 – допускаемое напряжение в ремне, МПа;

F – площадь сечения ремня, мм² (табл. 10);

z – количество ремней в передаче;

α – угол между ветвями ремня (рекомендуется не менее 150°).

Значения σ_0 принимается следующим образом: $\sigma_0 = 1,6$ МПа – при малом межосевом расстоянии либо при вертикальном расположении привода; $\sigma_0 = 1,8$ МПа – при достаточном межосевом расстоянии и при угле наклона передачи к горизонту не более 60°; $\sigma_0 = 2,0$ МПа – для передач с автоматическим натяжением.

Площадь поперечного сечения клиновых ремней

Обозначение сечения ремня	Z	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>EO</i>
Площадь поперечного сечения ремня, мм ²	47	81	138	230	476	692	1170

Угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (d_{\max} - d_{\min})}{a} \geq [\alpha], \quad (54)$$

где *a* – межосевое расстояние, мм;

*d*_{max}, *d*_{min} – диаметры шкивов соответственно максимальный и минимальный, мм;

[*α*] - минимальный допускаемый угол обхвата для меньшего шкива (для клиноременной передачи [*α*] = 120°).

Нагрузка на вал от цепной передачи, Н:

$$F_u = k_g F_t + 2F_o, \quad (55)$$

где *k*_g – коэффициент нагрузки вала (*k*_g = 6 – для горизонтальной передачи, *k*_g = 3 – для наклона к горизонту до 40°, *k*_g = 1 – для вертикальной передачи);

*F*_t – окружная сила, Н, *F*_t = 10³ *P* / *V*, где *P* - передаваемая мощность, кВт, *V* – окружная скорость, м/с;

*F*_o – предварительное напряжение цепи, Н, *F*_o = *k*_f *g* *a* *q*, где

g - масса одного погонного метра цепи, кг/м; *a* - межосевое расстояние, м; *q* - ускорение свободного падения, м/с²; *k*_f – коэффициент провисания цепи (*k*_f = 6 – для горизонтальной передачи, *k*_f = 3 - для наклонной к горизонту до 40°, *k*_f = 1 – для вертикальной передачи).

Нагрузку на вал от режущего инструмента. Силы резания *F*_x, *F*_z, действующие на режущий инструмент (пилу, фрезу, ножевой вал и т.д.), определяют по методикам теории резания древесины [13, 19]. Силы резания рассчитываются для самого тяжелого режима резания.

8.4. Расчет вала на прочность

Валы рассчитываются на динамическую прочность и на жесткость. Диаметр вала, полученный при расчете на прочность, по величине бывает меньше, чем при расчете на жесткость. Поэтому расчет валов на динамическую прочность считается приближенным.

При расчете вала на прочность строится эпюра изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также эпюра

крутящих моментов. Затем для опасного сечения вала находится момент сопротивления по формуле, мм³:

$$W = \frac{100\sqrt{M_{x\max}^2 + M_{y\max}^2 + 0,75M_{кр}^2}}{[\sigma_{из}]}, \quad (56)$$

где, $M_{x\max}$, $M_{y\max}$ – максимальные изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскости опасного сечения вала, Н·мм;
 $M_{кр}$ – максимальный крутящий момент в опасном сечении вала, Н·мм;
 $[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение, МПа.

Момент сопротивления $W \approx 0,1d^3$.

Диаметр вала из среднеуглеродистой стали (Ст5, Ст6, Сталь 45) приближенно можно определить по следующим формулам:

– для коротких валов с постоянной нагрузкой

$$d = 100\sqrt[3]{\frac{P}{n}}; \quad (57)$$

– для малых изгибающих моментов с переменной нагрузкой или средних изгибающих моментов с постоянной нагрузкой

$$d = 110\sqrt[3]{\frac{P}{n}}; \quad (58)$$

– для средних изгибающих моментов с переменной нагрузкой или значительных изгибающих моментов с постоянной нагрузкой

$$d = 120\sqrt[3]{\frac{P}{n}}, \quad (59)$$

где d - диаметр вала, мм;

P - передаваемая мощность, кВт;

n - частота вращения вала, мин⁻¹.

8.5. Алгоритм проверочного расчета вала

Простые валы рабочих машин рассчитываются на циклическую прочность.

Рекомендуется выполнять расчет в следующем порядке.

1. В левом верхнем углу страницы изобразить координатные оси для ориентации направлений векторов сил и эпюр моментов.

2. Начертить расчетную схему вала в соответствии со схемой его нагружения. Подшипники качения принимают за шарнирные опоры с приложением реакций в их середине. Если в опоре несколько подшипников, точку приложения реакции принимают в середине подшипника, ближнего к пролету. Типы подшипников и их размеры должны быть предварительно определены. Нагрузка на валы от шкивов, звездочек цепных передач, зубчатых колес, режущих инструментов, рассматривают как сосредоточенные силы, приложенные в середине

ступицы соответствующих деталей. Если силы расположены в разных плоскостях под углом до 30° , то их можно совмещать в одну плоскость.

3. Определить геометрические параметры расчетной схемы: расстояние между точками приложения реакций в опорах, длины консолей, т.е. расстояния от точек приложения сил до реакций в опорах.

4. Вычислить опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях из уравнений равновесия сил моментов в каждой плоскости, и затем суммарные реакции в каждой опоре.

5. Вычислить изгибающие моменты по плоскостям и построить их эпюры.

6. Вычислить суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях, Н·м:

$$M_{\max} = \sqrt{M_{x\max}^2 + M_{y\max}^2} . \quad (60)$$

7. Определить крутящие моменты на валу и построить их эпюры.

8. Выбрать марку стали для вала, термообработку, механические характеристики стали: σ_b , σ_T , σ_{-1} , τ_{-1} .

9. Определить состояние вала в расчетном сечении: вид концентраторов напряжений, состояние поверхности вала, диаметр и т.д.

10. Найти нормальные σ и касательные τ напряжения в опасных сечениях, МПа:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_n} = \frac{M_{\max}}{0,1d^3} , \quad (61)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3} . \quad (62)$$

11. Определить амплитудные и средние значения напряжений согласно. Для симметричного цикла $\sigma_a = \sigma_{\max}$, $\sigma_m = 0$.

Если на вал действует постоянный крутящий момент, то $\tau_a = \tau_{\max}$, $\tau_m = 0$.

8.6. Расчет геометрической точности шпинделя

Шпиндель является конечным звеном в механизме главного движения станка, и от его конструкции зависит точность, производительность и надежность всего станка. Поэтому шпиндели и рабочие валы должны обладать повышенной геометрической точностью исполнения.

Геометрическая точность, оценивается радиальным и осевым биением при вращении шпинделя от руки, а также радиальным и осевым зазором в подшипниках.

Зазоры образуются только в шпинделях, подшипники которых установлены без предварительного натяга. В современных конструкциях

шпинделей подшипники устанавливаются обязательно с предварительным натягом, что устраняет их радиальный и осевой зазор.

Согласно ГОСТ 520-89 шариковые подшипники радиальные и радиально-упорные изготавливаются следующих классов точности (указаны в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4, 2, Т. При этом подшипники с повышенными требованиями по осевому и радиальному биению выпускаются с категорией В классов 0, 6Х, 6 и 5.

Радиальный зазор между кольцами и телами качения подшипников обуславливает некоторую свободу взаимного перемещения колец относительно друг друга в радиальном и осевом направлении. Наличие зазоров, а также возникновение деформаций под действием рабочей нагрузки являются причиной радиального и осевого биения.

Радиальное биение δ (рис. 21) двухопорного вала в точке крепления режущего инструмента зависит от величины радиального биения дорожек качения внутренних колец подшипников R_{iA} и R_{iB} передней и задней опор, а также от способа установки внутренних колец подшипников.

Максимальное радиальное биение вала наблюдается при таком

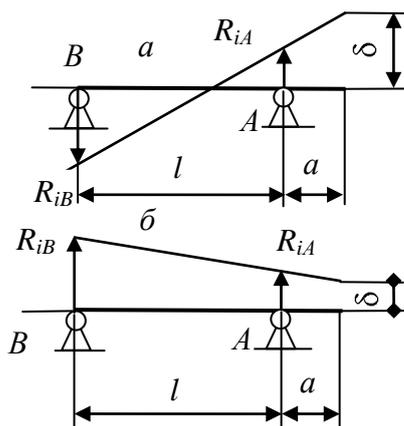


Рис. 21. Радиальное биение вала:
 a – биение подшипников направлены в разные стороны;
 b – биение подшипников направлены в одну сторону

положении внутренних колец подшипника, при котором места с их максимальным биением направлены в противоположные стороны (рис. 21, a). Уменьшить δ можно, если установить внутренние кольца так, чтобы R_{iA} и R_{iB} были направлены в одну сторону (рис. 21, b). Для этого перед сборкой у подшипников измеряют максимальное радиальное биение и найденные места помечают. Более точный подшипник ставят в переднюю опору. Значение радиального биения шпинделя в точке крепления режущего инструмента δ , мм, можно определить по уравнению

$$\delta = 1,5 \left[\frac{R_{iA}}{\sqrt{m_1}} \pm \frac{1}{k} \left(\frac{R_{iA}}{\sqrt{m_1}} + \frac{R_{iB}}{\sqrt{m_2}} \right) \right], \quad (63)$$

где R_{iA} и R_{iB} - радиальное биение подшипников в передней и задней опорах, мм;

m_1 и m_2 - число подшипников, воспринимающих радиальную нагрузку соответственно в передней и задней опорах; $k = l/a$ (l и a –

расстояние соответственно между опорами и от передней опоры до плоскости измерения, мм).

Зависимость биения консоли шпинделя δ от R_{iA} и R_{iB} можно выразить соотношением

$$\delta = R_{iA} \left(1 + \frac{a}{l}\right) + R_{iB} \frac{a}{l}.$$

При расчетах геометрической точности шпинделя принимают

$$\delta \leq \frac{1}{3}[y],$$

где $[y]$ – допуск на радиальное биение шпинделя.

Тогда допускаемое биение в опорах:

$$R_{iA} = \frac{[y]}{6\left(1 + \frac{a}{l}\right)}; \quad R_{iB} = \frac{[y]}{6\frac{a}{l}} \quad (64)$$

Для обеспечения геометрической точности шпинделя расчет рекомендуется выполнять в следующем порядке.

1. Определить класс точности станка и по табл. 11 выбрать допускаемое радиальное биение шпинделя в точке крепления режущего инструмента.

Таблица 11

Нормы допустимых геометрических погрешностей шпинделей дереворежущих станков

Характер погрешности	Допускаемая погрешность, мм			
	Класс точности станка			
	О	П	С	Н
Радиальное биение $[y]$	0,01	0,02	0,04	0,1
Осевое биение	0,02	0,03	0,05	0,15
Радиальный зазор	0,01	0,02	0,05	0,1
Осевой зазор	0,01	0,03	0,1	0,5

2. По формулам (64) вычислить допускаемое радиальное биение для каждой опоры, т.е. биение дорожек качения внутренних колец подшипников R_{iA} и R_{iB} .

3. Выбрать классы точности подшипников для каждой опоры [18, 20].

Остающиеся две трети допуска радиального биения шпинделя резервируются на жесткость и вибрацию, т.е. на прогибы шпинделя от рабочих нагрузок и от вибраций.

8.7. Комплексный расчет шпинделя

Общие сведения. Шпиндель рассматривается как техническая система, на ее работу оказывают влияние различные факторы. Целью данных расчетов является определение прогибов и углов поворота в местах установки инструментов, долговечности подшипниковых опор и радиального биения переднего конца шпинделя, а также металлоемкости шпиндельного узла и сравнение указанных параметров с их допустимыми значениями. От величины прогиба и биения шпинделя с инструментом зависит точность обрабатываемых на станке деталей и качество их поверхности. Поэтому для шпинделей главным расчетом является расчет на жесткость.

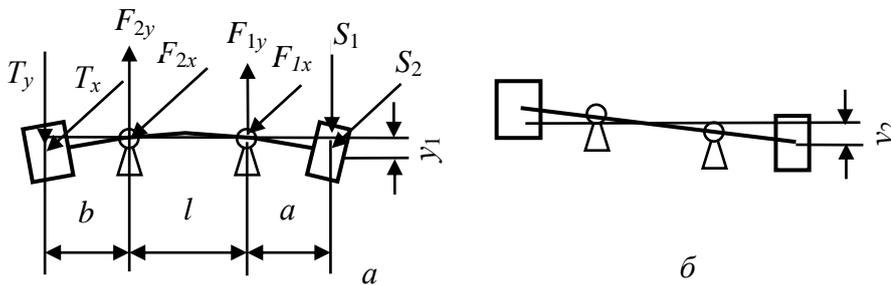


Рис. 22. Схема к расчету шпинделя на жесткость:
 a – прогиб вала; b – податливость опор

При расчете на жесткость в качестве сил нагружения принимают силы резания S_1 и S_2 , (рис. 22) вес режущего инструмента G , вала $G_в$, шкива $G_{ш}$, давление ременной передачи T_x и T_y . Под действием указанных сил вал деформируется. Максимальное смещение вала y в точке закрепления режущего инструмента складывается из двух частей: прогиба консоли y_1 и податливости подшипниковой опоры w_2 :

$$y = y_1 + w_2 \leq [y]. \quad (65)$$

Предельно допустимые значения параметров шпинделя приведены ниже.

Ограничение по углу поворота сечения вала в радиальном шарикоподшипнике, рад	0,01
Ограничение по долговечности подшипниковых опор, ч, не менее	5000
Предел по радиальному биению переднего конца шпинделя, мм	0,03
Предел вертикального перемещения переднего конца шпинделя, мм	0,01
Предел по массе шпинделя, кг	10-50

Исходные данные. При решении задачи прежде всего определяются силы, действующие на шпиндель.

Окружная касательная составляющая силы резания, Н

$$F_{xo} = \frac{1000P}{V}, \quad (66)$$

где P – мощность на шпинделе, кВт;
 V – скорость главного движения, м/с.

Окружная радиальная сила резания для затупленных лезвий режущего инструмента принимается $F_z = 0,8F_x$.

Проекция сил резания на направление подачи

$$S_1 = F_x \cos \mu + F_z \sin \mu, \quad (67)$$

где μ – угол подачи, $\mu = (\varphi_{ex} + \varphi_{вbx})/2$.

Проекция сил на вертикальную плоскость S_2 и осевая сила A_o находятся по следующим формулам:

для станка с нижним расположением вала

$$S_2 = G_{ин} + F_x \cos \mu - F_z \sin \mu,$$

$$A_o = 0;$$

для станка с верхним расположением вала

$$S_2 = G_{ин} + F_z \cos \mu - F_x \sin \mu,$$

$$A_o = 0;$$

для станка с вертикальным расположением вала

$$S_2 = F_x \sin \mu - F_z \cos \mu,$$

$$A_o = G_{ин} + G_{ш} + G_{в}.$$

Силы давления ременной передачи

$$T_x = T \cos \alpha,$$

$$T_y = T \sin \alpha + G_{ш},$$

где α – угол действия силы давления ремня на шкив шпинделя; α измеряется по часовой стрелке от направления подачи заготовки при виде со стороны режущего инструмента.

Возможные схемы установки шпинделей на подшипниковых опорах приведены на рис. 23.

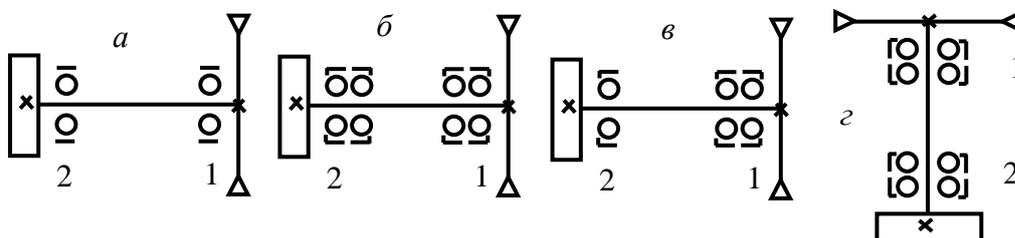


Рис. 23. Схемы шпинделей:

a – на радиальных подшипниках; $b, в, г$ – на радиально-упорных подшипниках

Прогиб консоли с режущим инструментом. Прогиб консоли y_1 находится по следующим выражениям.

Если $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$, то

$$y_1 = \frac{S_2 a^3}{3EJ_a} + \frac{1}{6EJ} [3S_2 a^2 l + al(T_y b - S_2 a)], \quad (68)$$

Если $180 < \alpha \leq 360^\circ$, то

$$y_1 = \frac{S_2 a^3}{3EJ_a} + \frac{1}{6EJ} [S_2 a^2 d_m (3l - d_m) - T_y ab(l - d_m)], \quad (69)$$

где E – модуль упругости стали, $E = 196000 \text{ Па}$;

J_a – момент инерции консоли вала с инструментом, мм^4 , $J_a = \frac{\pi d_k^4}{64}$;

J – момент инерции участка вала между опорами, мм^4 ;

d_m – символ, $d_m = \frac{S_2 al}{S_2 a + T_y b}$.

Металлоемкость шпиндельного узла. Массу шпиндельного узла приближенно можно определить по формуле, кг

$$G = G_u + (V_1 + V_2) \rho, \quad (70)$$

где G_u – масса режущего инструмента с зажимным устройством, кг;

V_1, V_2 – объем металла межопорной части вала и гильзы с учетом массы подшипников см^3 ;

ρ – плотность стали, $\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$.

$$V_1 = \frac{\pi d^2}{4} [l + \frac{B}{2} (z_1 + z_2)], \quad (71)$$

$$V_2 = \frac{\pi (2Dt + t^2)}{4} [l + \frac{B}{2} (z_1 + z_2)],$$

где D, B – наружный диаметр и ширина подшипника, см;

t – толщина стенки гильзы, см; $t = 0,18D$.

8.8. Расчет клиновых и поликлиновых передач

Общие сведения. Клиновая форма ремня обеспечивает хорошее сцепление со шкивом. Это позволяет, по сравнению с плоскоремной передачей, уменьшить натяжение ремня, применять в передаче шкивы меньшего диаметра, и повысить передаточное число. Применение поликлиновых ремней позволяет еще больше улучшить указанные параметры передачи. Технические данные поликлиновых ремней приведены в табл. 12.

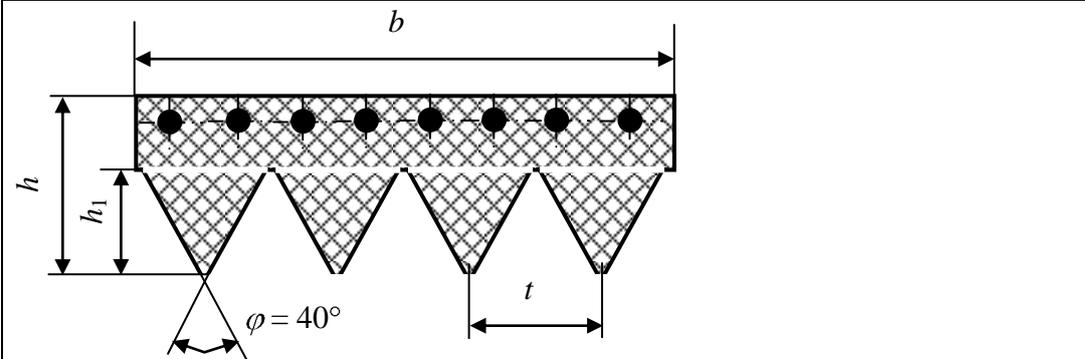
Основными параметрами клиновых ремней являются расчетная ширина b_p , по которой назначают ширину канавок шкивов, и расчетная длина L_p по нейтральной линии, по которой рассчитывают межосевое расстояние, мм [18]:

$$a = 0,25[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}], \quad (72)$$

где $w = 0,5\pi(d_2 + d_1)$; $y = 0,25(d_2 + d_1)^2$; d_1 и d_2 - расчетные диаметры шкивов, мм.

Таблица 12

Технические данные поликлиновых ремней с шнуровым кордом (РТМ 3840528-74)



Сечение ремня	t , мм	h , мм	h_1 , мм	Число клиньев, z	Длина, мм	d_1 , мм не менее	T_1 , Н·м	Масса, кг/м
К	2,4	4,0	2,35	2-36	400-2000	40	40	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	4-20	1250-4000	80	18-400	0,45
М	9,5	16,7	10,35	4-20	2000-4000	180	130	1,6

Примечания. 1. Масса 1 м ремня указана для ремней с десятью ребрами.
2. Стандартные длины такие же, как и клиновых ремней.
3. Диаметры шкивов выбирают из того же стандартного ряда, что и для клиновых ремней.

Минимальное межосевое расстояние принимают в диапазоне

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$$

где h – высота профиля клина ремня.

Число ремней

$$z = P / P_{\text{дон}} \leq 8, \tag{73}$$

где $P_{\text{дон}}$ – допускаемая мощность на один клиновой или поликлиновой с десятью ребрами ремень при заданных условиях работы:

$$P_{\text{дон}} = P_o C_a C_p C_L C_z. \tag{74}$$

Значение мощности P_o , передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения, принимается по справочной литературе [18, 21], а для поликлиновых ремней - по табл. 13.

Коэффициент C_a учитывает влияние угла охвата α малого шкива и принимается для поликлинового ремня по следующей зависимости:

α°	180	170	160	150	140	130	120
C_a	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84	0,80

Коэффициент C_p учитывает влияние режима работы и принимается по табл. 14.

Коэффициент C_L учитывает влияние длины ремня и принимается для поликлинового ремня по величине отношения L_p/L_o :

L_p/L_o	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
C_L	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

Коэффициент C_z учитывает неравномерность распределения нагрузки по ремням. Для поликлиновых ремней $C_z = 1$.

Таблица 13

Мощность P_o , кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Сечение ремня (длина L_o , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с			
		5	15	25	35
К (710)	40	1,40	3,2	-	-
	45	1,55	3,6	4,9	-
	50	1,65	4,0	5,3	-
	56	1,80	4,3	5,9	-
	63	1,90	4,6	6,4	-
	71	2,00	4,9	6,9	-
Л (1600)	80	3,9	7,9	-	-
	90	4,5	9,7	-	-
	100	5,0	11,2	13,0	-
	112	5,5	12,7	15,3	-
	125	5,9	13,9	17,4	-
	140	6,3	15,0	19,2	17,2
	160	6,7	16,2	21,2	20,0
М (2240)	180	14,5	30,2	31,8	-
	200	16,3	35,8	40,4	-
	224	18,0	41,2	49,5	37
	250	19,7	45,0	57,0	48
	280	21,0	50,3	65,0	58
	315	22,5	54,3	71,0	68

Последовательность расчета поликлиновой передачи. При известном вращающем моменте M_1 на валу и угловых скоростях ω_1, ω_2 расчет выполняется в следующем порядке:

1. По величине M_1 выбирают сечение ремня:

M_1 , Н·м	< 40	18 - 400	> 130
Сечение ремня	К	Л	М

Коэффициент C_p режима работы ремней

Режим работы	Типы машин	Характер нагрузки	Число смен работы машины		
			1	2	3
Легкий	Станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные; ленточные конвейеры	Спокойная. Максимальная кратковременная нагрузка до 120% от номинальной	1,0	1,1	1,4
Средний	Станки круглопильные, ленточнопильные, продольнофрезерные	Умеренная. Максимальная кратковременная нагрузка до 150% от номинальной	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Станки с возвратно-поступательным движением механизма главного движения: лесопильные рамы, ножница, строгальные	Значительные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 200% от номинальной	1,2	1,3	1,6

2. Определяют диаметр малого шкива, мм, по эмпирической формуле

$$d_1 = 10 K_d \sqrt[3]{M_1}, \quad (75)$$

где K_d – коэффициент, для поликлиновых ремней $K_d = 2,5-3$.

Для повышения срока службы ремней рекомендуется расчетное значение d_1 округлить в большую сторону до стандартного значения (табл. 12).

3. Определяют диаметр большего шкива $d_2 = d_1 \omega_1 / \omega_2$. Полученное значение округляют до ближайшего по стандартному ряду (табл. 12).

4. Уточняют угловую скорость $\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon) / d_2$ тихоходного вала при коэффициенте скольжения $\varepsilon = 0,01-0,02$.

5. Определяют передаточное число $u = \omega_1 / \omega_2$.

6. Определяют скорость ремня, м/с: $V = \omega_1 d_1 / (2 \cdot 1000)$.

7. Ориентировочно назначают межосевое расстояние, учитывая, что $a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$, $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$.

8. Рассчитывают длину ремня, мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (76)$$

Полученное значение округляют до ближайшего числа из стандартного ряда L_p , мм: **400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.**

9. Уточняют значение межосевого расстояния по выражению (72).

10. По формуле (74) определяют допустимую мощность $P_{дон}$.

11. Определяют число клиньев поликлиновой передачи по формуле $z = 10P / P_{дон}$. Рекомендованное число клиньев указано в табл. 12.

12. Определяют силу предварительного натяжения поликлинового ремня с числом клиньев z , Н

$$F_o = [780PC_L / (VC_a C_p)] + q_{10} z V^2 / 10,$$

где q_{10} - масса 1 м длины ремня с десятью клиньями (табл. 12).

Раздел 9. Конструирование подшипниковых узлов

Выбор типа подшипника. При выборе типа подшипника необходимо учитывать их стоимость. Самыми дешевыми считаются шариковые радиальные подшипники легкой серии.

Для подавляющего большинства механизмов общего машиностроения обычно используют подшипники класса точности 0, но если требуется повышенная точность вращения вала, то следует выбирать подшипники более высокого класса 6, 5, 4 или 2.

Подшипниковый узел – источник шума. Для уменьшения шума быстроходных шпинделей рекомендуется применять подшипники высокого класса точности.

Радиальный шариковый однорядный подшипник – самый дешевый подшипник и поэтому находит широкое применение в машиностроении. Этот подшипник воспринимает радиальную, радиальную и осевую одновременно или чисто осевую нагрузку. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Допускает перекосяк колец до $1/4^\circ$. Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения.

Радиальный шариковый двухрядный сферический подшипник воспринимает главным образом радиальную нагрузку. Осевую нагрузку воспринимает, но только незначительной величины. При незначительной

осевой нагрузке может фиксировать вал от осевых смещений в двух направлениях. Подшипник допускает перекося колец до 2° . Этот тип подшипника применяется в ножевых валах фуговальных и рейсмусовых станков.

Радиально-упорный шариковый подшипник может воспринимать одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузку или чисто осевую нагрузку. Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения. Подшипники этого типа устанавливают парными комплектами, при этом одноименные торцы наружных колец (узкие или широкие) должны быть обращены друг к другу. Это позволяет фиксировать вал в обоих осевых направлениях.

При высокой радиальной нагрузке в шпиндельных узлах применяют также роликовые радиальные или радиально-упорные подшипники [18, 20]. При этом следует учитывать, что шариковые подшипники обеспечивают большую точность и частоту вращения, а роликовые – большую грузоподъемность и жесткость.

Соосность посадочных мест. Для предотвращения перекося колец подшипника и перегрузки его тел качения цилиндрические поверхности посадочных мест под подшипники должны быть соосны. Это достигается просто, если подшипниковые опоры размещаются в общем корпусе. Если используется два корпуса, то их сначала фиксируют на станине штифтами, а затем отверстия под наружные кольца подшипников растачивают с одной установки за один проход. Использование двух корпусов без дополнительной расточки возможно в случае установки в них сферических самоустанавливающихся подшипников.

Посадочные места на валах всегда должны вытачиваться на станке с одной установки.

Жесткость и прочность деталей подшипникового узла достигается при использовании следующих рекомендаций. Нагрузки, действующие на опоры, не должны вызывать в стенках корпусов и валах прогибов, способных привести к нарушению соосности. Для этого стенки корпусов с расточками под наружные кольца подшипников должны иметь достаточную толщину.

Высота заплечиков на валах и в отверстиях корпусов должна быть достаточной для восприятия осевых нагрузок. Торцовые крышки должны быть достаточно жесткими, чтобы предотвращать нарушение положения подшипника.

Для обеспечения нормальной сборки и разборки подшипникового узла необходимо предусмотреть фаски на конце шейки вала и расточки у корпуса. В конструкции узла должна быть предусмотрена возможность применения съемников для снятия подшипника. Для этого в корпусах и на валах выполняются специальные пазы под лапы съемников, расположенные под углом 120° (рис. 24, а).

В глухих корпусах следует предусмотреть резьбовые отверстия, через которые с помощью болтов подшипник можно выпрессовать из корпуса (рис. 24, б).

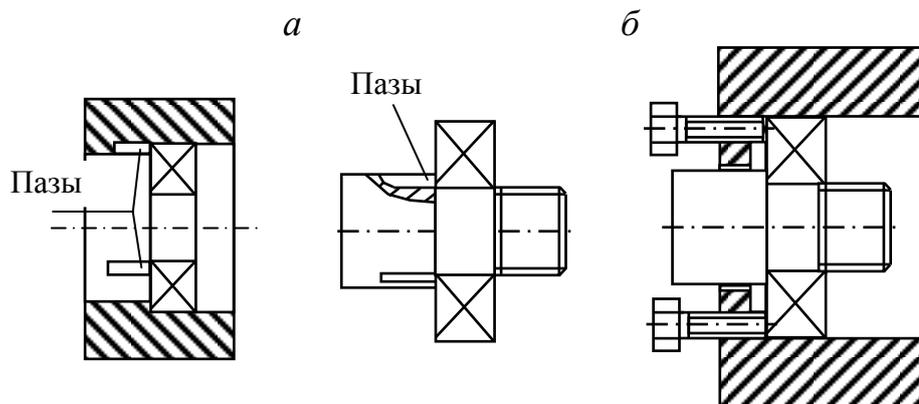


Рис. 24. Способы съема подшипника:
а – съемником, установленном в пазы;
б – болтами

Фиксация подшипников. Валы должны удерживаться подшипниками от осевых смещений, т.е. должны быть зафиксированы в осевом направлении относительно корпуса. Фиксирование подшипников в корпусе осуществляется по одной из четырех схем, приведенных на рис. 25.

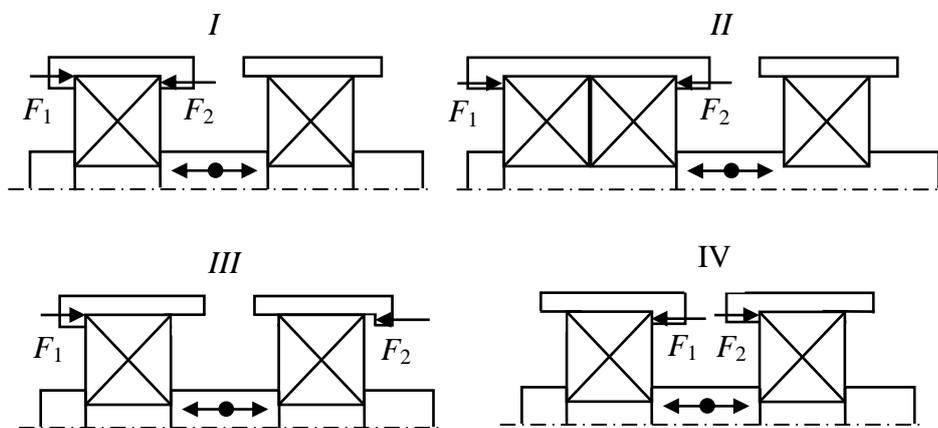


Рис. 25 Схемы фиксации подшипников в корпусе.

Схема I. В корпусе фиксируется с обеих сторон наружное кольцо одного подшипника. Вторая опора является скользящей (плавающей) не зафиксированной в осевом направлении. Такая конструкция позволяет компенсировать тепловое удлинение деталей узла. Удлинение вала при нагревании равно, мм:

$$\Delta l = 1,17 \cdot 10^{-5} (t_2 - t_1) l, \quad (77)$$

где t_2 – рабочая температура вала, °С;

t_1 – температура окружающей среды, °С;

l – длина вала, мм.

Требуемый осевой зазор создается с помощью набора мерных прокладок, устанавливаемых между торцовыми поверхностями корпуса и фланцев крышек. Обычно осевой зазор составляет около 0,5 мм.

При использовании схемы I жесткость вала радиальная, осевая и угловая получается небольшой. Кроме того, затрудняется расточка корпуса, т.к. исключается возможность его обработки с одной установки.

Схема II. В фиксирующей опоре устанавливается два подшипника, которые при регулировании позволяют исключить радиальную и осевую игру вала. Сдвоенный подшипник значительно увеличивает угловую жесткость вала. Однако конструкция подшипникового узла усложняется.

Схема III. Внешние торцы подшипников упираются в торцы крышек или других деталей корпуса. Обеспечивается фиксация в распор. Схема конструктивно проста и находит широкое применение при коротких и жестких валах.

Схема IV. Эта схема обеспечивает осевую фиксацию вала в растяжку. Она исключает заклинивание вала при его нагревании, однако такая схема конструктивно сложна и применяется сравнительно редко.

В конструкциях шпинделей наиболее часто применяются схемы I и II, в которых фиксируется обычно опора, ближняя к режущему инструменту. В ней устанавливается один или два подшипника. Другая подшипниковая опора, расположенная около шкива или муфты, делается "плавающей".

Предварительный натяг подшипников. Предварительный натяг обязательно создается в спаренных радиально-упорных подшипниках. Предварительный натяг создается следующими основными способами [20,21]:

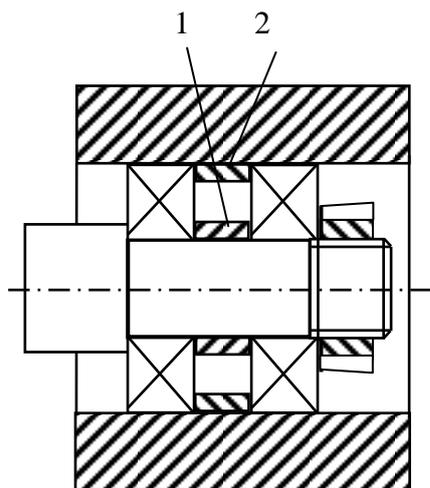


Рис. 26. Создание натяга дистанционными втулками

втулки 1 и 2 (рис. 26) неравной длины. При сжатии колец подшипников в осевом направлении в системе возникает натяг, определяемый разностью a длин втулок. Указанное значение для быстроходных валов принимают равным $a = 0,05-0,07$ мм.

Крепление подшипников. Торцовые поверхности колец подшипника являются базирующими. Они определяют положение подшипника относительно оси вала (отверстия). От положения этих поверхностей зависит степень перекоса колец. При значительном перекосе колец подшипник быстро изнашивается и выходит из строя. Для предотвращения перекоса кольца подшипников надо точно базировать по их торцам.

Кольца подшипников имеют небольшую жесткость. При запрессовке подшипника на вал из-за неравномерности приложения внешних сил и сил трения внутреннее кольцо деформируется. Чтобы выправить положение подшипника его внутреннее кольцо надо довести до заплечиков вала и плотно прижать к ним.

Таким образом, внутренние кольца подшипников запрессовываются до упора в заплечики вала. Очевидно, что заплечики должны быть строго перпендикулярны к оси посадочной шейки вала.

Тип посадки внутреннего кольца при сборке зависит от класса точности подшипника. Для подшипников классов точности 0 и 6

– затяжкой подшипников на мерное осевое смещение наружных колец относительно внутренних;

– затяжкой подшипников до получения определенного момента сопротивления вращению;

– приложением к подшипникам постоянной осевой силы (пружинный натяг).

Для реализации указанных способов известно много конструктивных решений.

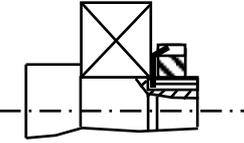
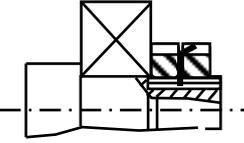
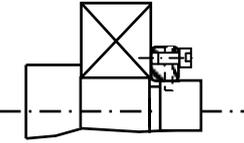
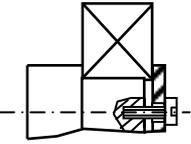
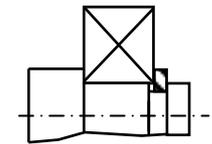
При первом способе, например, между внутренними и наружными кольцами парных подшипников устанавливают дистанционные

посадочное место вала обрабатывается с основным отклонением $k6$, $m6$, $n6$.

Кроме того, внутреннее кольцо подшипника должно быть зафиксировано на валу от осевого смещения. Основные способы крепления подшипника на валу приведены в табл. 15.

Таблица 15

Способы крепления подшипников на валу

Эскиз	Способ крепления
	<p>Круглой гайкой и стопорной шайбой. Язычок шайбы вводят в паз вала, а один из наружных зубцов отгибают в прорезь круглой гайки</p>
	<p>Двумя круглыми гайками, одна из которых выполняет роль контргайки. Между гайками устанавливают стопорную шайбу. Наружные зубцы шайбы отгибают в один из пазов каждой гайки.</p>
	<p>Упругой гайкой, имеющей радиальную прорезь для стопорения затяжным винтом</p>
	<p>Упорной плоской шайбой</p>
	<p>Пружинным стопорным кольцом, вставленным в проточку на валу. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках</p>

Упорные заплечики на валах и в отверстиях корпусов должны иметь достаточную высоту, чтобы кольца подшипников имели хорошую опорную поверхность. Если величину фаски колец

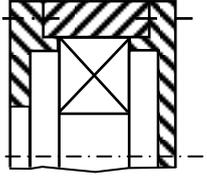
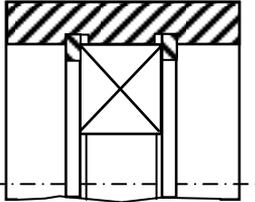
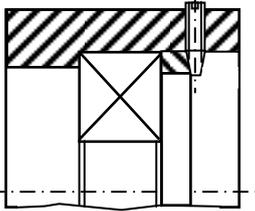
подшипника обозначить r , то высоту заплечиков t приблизительно можно принять $t \approx 2r$.

Отверстия корпусов под подшипники шпинделей и быстроходных валов должны выполняться с основным отклонением $H7$.

Основные способы крепления подшипников в корпусе приведены в табл. 16.

Таблица 16

Способы крепления подшипников в корпусе

Эскиз	Способ крепления
	<p>С помощью глухих или сквозных фланцевых крышек, устанавливаемых в разъемном или неразъемном корпусе</p>
	<p>1. Пружинными стопорными кольцами, вставленными в проточки неразъемного корпуса. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках.</p>
	<p>2. Упорными кольцами, устанавливаемыми в проточках разъемного корпуса. Упорное кольцо может состоять из двух половин или иметь прорезь шириной несколько больше диаметра вала, чтобы можно было снять кольцо без демонтажа подшипника</p> <p>Винтом с конусным концом, прижимающим распорную втулку к наружному кольцу подшипника</p>

9.1. Смазка подшипников

В технической системе "шпиндель" устройства и способы подведения смазывающего материала к трущимся поверхностям выделяются в отдельную подсистему смазки. Эта подсистема взаимодействует с объектом смазки и состоит из

совокупности смазывающего материала и устройства, реализующего конкретный способ подведения смазки к объекту. При этом для каждого объекта смазки может быть создана отдельная подсистема смазки. При функционировании шпинделя подсистема смазки оказывает влияние на величину КПД, коррозию его деталей, уровень шума, создаваемого подшипниками, долговечность и надежность. Работа шпинделя без смазки невозможна.

Подсистема смазки отличается динамическими свойствами. С течением времени смазывающий материал высыхает, густеет, уменьшается в объеме, в нем накапливаются продукты износа. Поэтому периодически приходится смазывающий материал заменять. При этом известно, что система "шпиндель" работает неудовлетворительно, когда смазывающего материала подается к подшипникам качения **и мало, и много**. Когда смазки в подшипниках мало, то происходит их быстрый износ, повышается уровень шума. Если смазки в подшипниках много, то повышается момент сопротивления вращению вала, увеличиваются потери мощности, подшипник нагревается.

Таким образом, подсистема смазки должна обеспечить и поддерживать оптимальный режим работы подшипников качения шпинделя. Влияние смазки на работу шпинделя и его надежность не меньше, чем влияние конструктивных форм и размеров деталей. Смазку надо рассматривать как один из элементов конструкции.

9.2. Смазывающие материалы

Подшипники могут работать на жидкой или пластичной смазке. В качестве **жидкой смазки** используются различные масла: индустриальные марок И-5А, И8А, ..., И-100А, авиационные МС-14, МС-20, турбинные Т₂₂, Т₃₀, турбинные масла с присадками Т_п-22 и др.

В состав **пластичных смазок** входят жидкие масла и твердые загустители. Мельчайшие твердые частицы загустителя, сцепляясь друг с другом, образуют каркас, заполненный жидким маслом. Загустители в виде мыла могут быть трех типов: кальциевые, натриевые и литиевые. Для смазки подшипников качения используют следующие пластические материалы:

на кальциевых загустителях – солидол синтетический по ГОСТ-4366-76, солидол С, пресс-солидол, солидол жировой по ГОСТ-1033-79, солидолы УС-1 и УС-2, униол-1, ЦИАТИМ-221 по ГОСТ-9433-80;

на натриевых загустителях – смазка автомобильная по ГОСТ9432-60;

на литиевых загустителях – литол-24 по ГОСТ-21150-87, смазка ВНИИ НП-242 по ГОСТ-18142-80, фиол-1, фиол-2 и др.

9.3. Выбор типа смазки

На основании опыта эксплуатации подшипниковых узлов установлено, что при выборе типа смазки следует учитывать такие факторы, как размеры подшипника и частоту его вращения, величину нагрузки на подшипник и температуру.

При окружной скорости вращающегося кольца подшипника $V < 5$ м/с можно применять как жидкие, так и пластичные смазки. При больших окружных скоростях рекомендуется применять жидкие смазки. При этом, чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость жидкой смазки.

Масляная пленка, обволакивающая шарики и дорожки колец подшипника, должна быть устойчива к действию нагрузки. Устойчивость (прочность) пленок повышается с увеличением вязкости масел или консистентности пластичных смазок. Поэтому чем выше нагрузка, тем большей вязкостью (консистентностью) должны обладать применяемые масла (смазки).

Для подшипников, работающих при низких температурах (ниже 0°C), следует выбирать жидкие смазки. Для подшипников, работающих при $70-80^{\circ}\text{C}$ жидкие смазки должны обладать повышенной вязкостью, а пластичные – повышенной консистентностью.

Для подшипниковых узлов фрезерных и четырехсторонних продольно-фрезерных станков существуют такие рекомендации: если диаметр наружного кольца подшипника $D = 22 - 240$ мм, частота вращения $n < 80\%$ предельной частоты вращения, отношение нагрузки на подшипник P (Н) к его динамической грузоподъемности C (Н) $P/C < 0,1$ и рабочей температуре подшипника 50°C , то следует применять пластичную натриевую или литиевую пластичную смазку. Подшипники заправленные указанной смазкой могут работать без дозаправки в течение 150-200 ч для фрезерных станков и 300-500 ч для продольно-фрезерных станков.

9.4. Устройства для смазки

Устройства на пластичной смазке. Подшипники заправляются пластичной смазкой при сборке подшипникового узла. Необходимый объем смазки можно определить по формуле, см³:

$$V = fBD_o^2 / 1000,$$

где f – коэффициент заполнения, при $d = 40-100$ мм $f = 1$;

D_o – средний диаметр подшипника, мм;

B – ширина подшипника, мм.

Излишнее количество пластичной смазки вызывает нагрев подшипника при работе.

Для добавления пластичной смазки подшипниковый узел должен быть снабжен пресс-масленкой или колпачковой масленкой. При использовании пресс-масленки смазка продавливается до подшипника шприцем. В колпачковую масленку смазка закладывается сверху, а затем продавливается винтом, который ввертывается в колпачок.

Устройства на жидкой смазке. В подшипниковых узлах наиболее часто используются следующие системы смазки: масляной ванной, фитилями, винтовыми канавками, коническими насадками, масленками, распылением, разбрызгиванием.

Смазывание в масляной ванне применяется для подшипников, посаженных на горизонтальном валу. При частоте вращения вала $n < 3000$ мин⁻¹ уровень масла должен доходить до середины нижнего шарика (ролика) подшипника, а при большей частоте вращения уровень масла должен быть ниже указанного. При $n \geq 3000$ мин⁻¹ смазка подшипников в ванне недопустима из-за больших энергетических потерь на перемешивание масла.

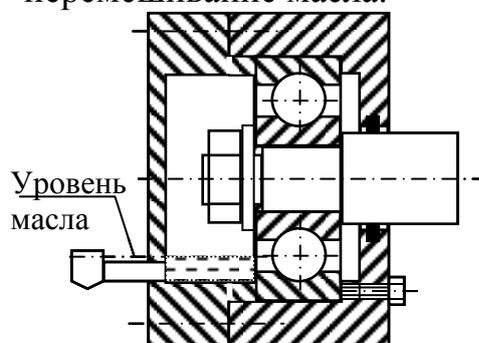


Рис. 27. Смазка подшипника в масляной ванне

Для поддержания заданного уровня масла в крышке делается отверстие для заливки нового масла, а в корпусе – для слива отработанного масла (рис. 27).

Фитильное смазывание применяется как в горизонтальных (рис. 28), так и в вертикальных быстроходных шпинделях, где требуется дозированная подача масла.

Устройство для смазки состоит из фетровой кольцевой прокладки, которая периодически пропитывается маслом, подаваемом через отверстие в верхней части корпуса. К прокладке прикреплены два кольцевых фитиля, которые соприкасаются с коническими поверхностями вала. Прокладка и фитиля не только проводят масло, но и фильтруют его.

При работе капельки масла, поступающие на конические поверхности вала, под действием центробежных сил отбрасываются по радиусу вращения вала. При этом центробежная сила, действующая на капельку, раскладывается на нормальную и касательную составляющую, которая перемещает капельку по конусной поверхности в сторону большего диаметра конуса, т.е. в сторону подшипника. Если в подшипник попадет несколько капелек масла, то этого достаточно на долгие часы работы.

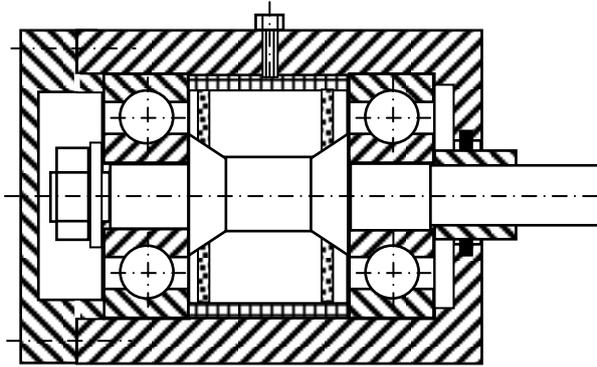


Рис. 28. Смазка при помощи фитилей

данного способа смазки следует беспокоиться о том, чтобы масляная струя, сходящая с диска, была не сильной и не залила подшипник.

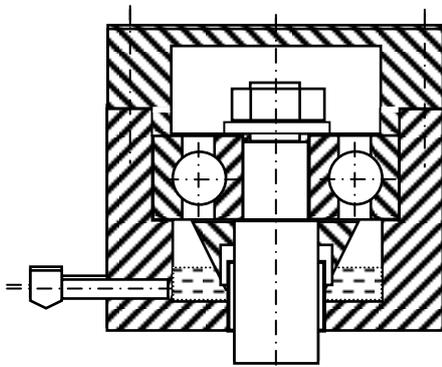


Рис. 29. Смазка конической насадкой

Смазывание насадками применяют при частоте вращения подшипников 8000-10000 мин⁻¹.

Смазывание разбрызгиванием применяется в подшипниковых опорах горизонтальных валов, работающих с высокой частотой вращения. На валу возле подшипниковой опоры крепится диск, который на 1-5 мм погружается в масляную ванну. При вращении диск разбрызгивает капельки масла на стенки корпуса. Капельки, стекая по стенкам корпуса вниз, частично попадают в подшипник.

Смазывание подшипников насадками применяется в узлах с вертикальным расположением вала. Насадка в виде конической чашки крепится на валу под подшипником и погружается в масляную ванну (рис. 29). При вращении конической чашки одна из составляющих центробежной силы, действующей на капельку масла, направлена в сторону большего диаметра чашки. В результате этого капли масла поступают из ванны к подшипнику.

Раздел 10. Компоновка механизмов подачи

10.1. Общие правила конструирования

Конструирование механизма подачи ведется на основе общей компоновки станка, расчетных размеров деталей и принятого деления конструкции на сборочные единицы. На данном этапе конструкция механизма подачи уточняется, обростаёт подробной проработкой узлов и деталей, проводятся более подробные расчеты размеров деталей. При этом стремятся сделать конструкцию более компактной, занимающей меньшее пространство, чем получено при общей компоновке машины. Это позволяет значительно снизить вес конструкции. По возможности сокращают длины валов, применяют такие крепежные детали, которые позволили бы уменьшать размер других деталей и т. п.

Улучшение компактности может быть достигнуто упрощением конструкции, а также изменением компоновки механизма подачи.

Расчетные размеры деталей при компоновке приходится изменять и округлять в соответствие с нормами, размерами применяемых подшипников. Если размеры ответственных деталей получаются меньшими, чем при предварительном расчете, необходимо выполнять поверочный расчет по новым размерам, чтобы определить, достаточен ли будет запас прочности. Если же размеры деталей получаются большими, то также выполняется поверочный расчет. Применения материал повышенного качества, добиваются уменьшения размеров детали.

При конструировании механизма подачи выявляются конструктивные формы отдельных деталей. Конструктор должен предусмотреть в конструкции детали элементы, которые требуются по конструктивным и технологическим соображениям. Это канавки для выхода режущего инструмента, различные выточки, галтели, шпоночные канавки, отверстия для центровки и т. п. Если нагрузки на деталь значительны, то необходимо произвести поверочный расчет с учетом концентрации напряжений в опасных сечениях.

Основными руководящими документами для конструктора являются:

- альбомы и таблицы унифицированных узлов и деталей;
- заводские нормы часто применяющихся деталей;
- заводские нормы крепежных деталей;
- ГОСТы и ОСТы крепежных и других деталей.

Ориентировочное значение шероховатости поверхности детали находят по величине среднеквадратичной высоты микронеровностей, мкм:

$$h_{срк} = k\Delta, \quad (78)$$

где k – коэффициент пропорциональности ($k = 0,15 \dots 0,25$);

Δ – допуск на размер детали, мкм, т.е. разность между верхним и нижним предельными отклонениями размера.

По найденному $h_{срк}$ назначают шероховатость поверхности в соответствии с ГОСТ 2789-73.

Пример. На детали поставлен размер отверстия $\varnothing 100H8$.

Назначить шероховатость поверхности. По справочным таблицам находим предельные отклонения размера, а по ним – допуск на размер детали $\Delta = 54-0 = 54$ мкм. Среднеквадратичная высота микронеровностей $h_{срк} = k\Delta = 0,15 \cdot 54 = 8,1$ мкм. Назначаем шероховатость поверхности с параметром $R_a = 6,3$ мкм.

При проектировании необходимо стремиться к тому, чтобы в конструкции было как можно больше стандартных одинаковых размеров диаметров валов и отверстий, одинаковых посадок, резьб. Это позволит

при изготовлении деталей пользоваться меньшим количеством измерительного инструмента.

Касаясь последовательности разработки рабочих чертежей оригинальных деталей, заметим, что в первую очередь следует конструировать внутренние детали узла, а затем – детали корпуса, облегающих узел. Это вызвано тем, что при проектировании внутренних деталей возможны изменения в их конструкции, что приводит к необходимости соответственного изменения корпусных деталей.

После определения конструкции и формы детали, подсчитывается ее чистая масса.

На основании изложенного выше следует, что **компоновка механизма подачи предполагает уточнение конструкции и размеров сборочных единиц и деталей и размещение их в объеме пространства, определенного по общей компоновке станка.**

10.2. Конструирование механизмов подачи

Механизм подачи – одна из подсистем деревообрабатывающего станка, предназначенная для передвижения заготовки или режущего инструмента при осуществлении движения подачи в процессе резания.

При конструировании механизма подачи используется системный подход. Такой подход выражается в понимании самого механизма подачи как подсистемы системы "станок", а также в понимании процесса проектирования как системного по своей логике. Системный подход предполагает, что механизм подачи как целое состоит из взаимосвязанных элементов. Отсюда отрицание элементарного подхода, неверно ориентирующего при синтезе на простое объединение "сосуществование" независимых элементов. Системный подход требует всестороннего учета при проектировании механизма подачи свойств отдельных элементов и окружающей среды.

Механизм подачи состоит из двигателя, преобразователя движения и органа подачи, который обеспечивает движение подачи, прижим заготовки и ее базирование.

Движение подачи обеспечивается силой трения при подаче заготовки вальцами или гусеницами или толкающим органом, который двигается параллельно направлению подачи и перемещает вместе с собой заготовку. К толкающим органам относят упоры цепей, каретки, суппорты, карусельные столы, барабаны.

К механизмам подач предъявляются следующие **основные требования:**

точное выполнение заданного закона движения заготовки;
исключение перебазирования заготовки (режущего инструмента) в процессе обработки;

возможность регулирования скорости подачи;
компактность, удобство обслуживания и безопасность в работе;
прочность, жесткость и высокая износостойкость.

10.3. Базирующие устройства

Понятия и определения. Для получения на станке детали заданной формы и размеров заготовку необходимо сначала правильно сориентировать относительно режущего инструмента, а затем, сохраняя ее неизменное положение, выполнить движение подачи. При механической обработке на заготовку действуют силы резания, вибрации, которые препятствуют сохранению неизменной ее ориентации. В связи с этим положение сориентированной заготовки следует зафиксировать. Процесс ориентирования заготовки и ее фиксации называют базированием.

Базирование - процесс обеспечения точной ориентации обрабатываемых объектов относительно режущих инструментов и сохранения заданной ориентации в течение обработки.

Для ориентирования на заготовке различают **технологические базы**: главную, направляющую и упорную. Для доски например, главной базирующей поверхностью будет пласть, направляющей базой – боковая длинная кромка и упорной базой – торцовая поверхность.

Станки для базирования снабжаются системой базирующих устройств. К ним относятся собственно базирующие (ориентирующие) элементы, которые называют еще **установочными базами станка**, а также прижимные и зажимные элементы. Установочными базами на станках могут быть столы, каретки, суппорты, направляющие линейки, угольники, упоры и т.д. Кроме того, на станке могут быть действительные направляющие.

Действительные направляющие – это те направляющие, по которым осуществляется сближение заготовки и режущего инструмента.

Способы базирования. При ориентировании обрабатываемая заготовка взаимодействует своими технологическими базами с установочными базами станка. Установочные базы станков по конструктивным признакам могут быть подвижными и неподвижными. Те и другие обеспечивают базирование подвижное, неподвижное и комбинированное.

Подвижным (скользящим) называют базирование, при котором главная технологическая база заготовки скользит по установочной базе станка.

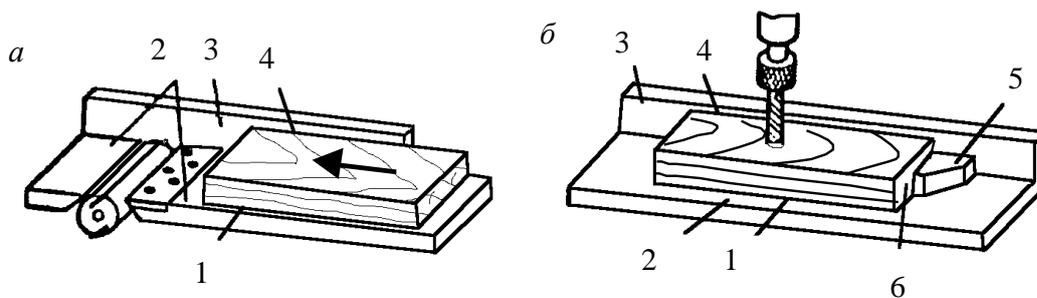


Рис. 30. Базирование детали: *а* – подвижное; *б* – неподвижное

При подвижном базировании обрабатываемая заготовка имеет одну степень свободы, находится с установочной базой в состоянии подвижного контакта. Технологические базы заготовки главная 1 и направляющая 4 (рис. 30, *а*) непрерывно скользят по установочным базам стола 2 и направляющей линейки 3. Точность обработки в данном случае не велика.

Неподвижным называют базирование, при котором главная технологическая база заготовки не перемещается относительно установочной базы станка.

При неподвижном базировании заготовка в процессе обработки лишена всех степеней свободы, то есть неподвижна относительно базовых элементов станка (рис.30, *б*). Технологические базы заготовки главная 1, направляющая 4 и упорная 6 неподвижны относительно установочных баз стола 2, линейки 3 и упора 5. Фиксация заданного положения осуществляется вручную. При таком базировании точность обработки достаточно велика.

Комбинированным называют базирование, при котором одна часть заготовки имеет неподвижное базирование, а другая – подвижное.

На рис. 31 показана схема комбинированного базирования бревна. Передний конец бревна 1 опирается на установочные базовые поверхности лотка 2, а задний конец жестко зафиксирован зубчатым толкателем 3 и перемещается им с помощью цепи.

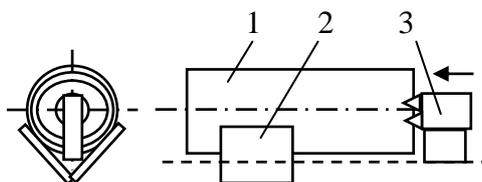


Рис. 31. Комбинированное базирование

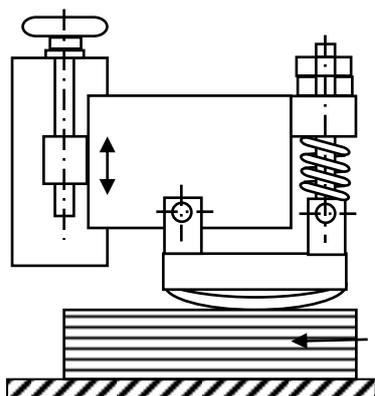


Рис. 32. Прижим с подпружиненным башмаком

Прижимы и зажимы.

Для фиксации обрабатываемых заготовок по установочным базирующим элементам в станках применяют **прижимы** различной конструкции. Прижимы применяются при подвижном базировании. На рис. 32 в качестве

примера показан прижим с подпружиненным башмаком. Для уменьшения трения между башмаком и заготовкой башмак может быть снабжен роликами.

На станках с поперечной подачей деталей прижимное устройство выполняют в виде нескольких параллельных ветвей, оснащенных бесконечными клиновыми ремнями .

Ремень, надетый на свободно вращающиеся шкивы , в рабочей зоне опирается на ряд подпружиненных роликов . Натяжение ремня можно регулировать, смещая ось шкива относительно корпуса прижима.

В станках с неподвижным базированием используют **зажимы**. Для лучшего сцепления с обрабатываемой заготовкой рабочие поверхности зажимов делают обрезаемыми.

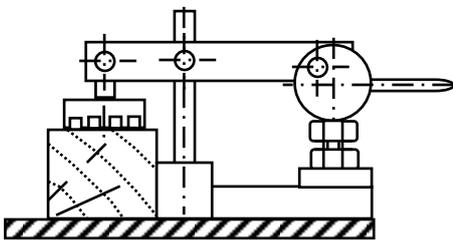


Рис. 33. Зажим рычажно-эксцентриковый

Зажимы бывают с ручным, механическим, пневматическим или гидравлическим приводом. На рис. 33 показан рычажно-эксцентриковый зажим с ручным приводом. При повороте рукоятки вниз эксцентрик, опираясь на головку винта, поднимает правый конец двуплечего рычага вверх, в результате чего происходит зажим заготовки.

10.4. Типы механизмов подачи

Суппортные механизмы подачи. Суппортные механизмы подачи обеспечивают возвратно-поступательное движение режущего инструмента и находят применение в станках токарных, лущильных, сверлильных, круглопильных, фрезерных и др. Их устройство отличается простотой и надежностью. Направляющие суппортов обычно делаются круглыми длиной до 2 м. Привод может быть механическим, гидравлическим или пневматическим.

Механизм подачи с прямолинейно перемещаемым столом (рис. 34) находит ограниченное применение, так как станки с таким механизмом подачи трудно встраивать в линии. Используется, например, в шипорезном станке ШПА40.

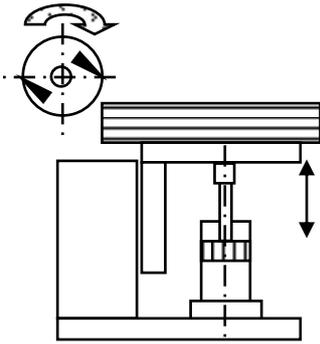


Рис. 34. Схема механизма подачи стола

Механизмы с перемещаемыми каретками. Подача каретками находит применение в станках шипорезных, фрезерных, круглопильных, ленточнопильных, лесопильных рамах и др. Привод каретки может быть механическим или гидравлическим.

Заготовка базируется на каретке неподвижно. Точность обработки определяется точностью изготовления и монтажа действительных направляющих, на которых установлена каретка.

Гусеничные механизмы подачи.

Гусеничные механизмы используются преимущественно в круглопильных прирезных станках. Они надежно базируют обрабатываемый материал и обеспечивают точное прямолинейное перемещение его относительно режущего инструмента. Заготовка прижимается к гусенице колодочным или роликовым прижимом. Давление прижима, вес заготовки и гусеницы воспринимаются действительными направляющими, по которым скользит гусеница. Износ направляющих – основной недостаток гусеничного механизма подачи.

Коэффициент сцепления гусеницы с древесиной зависит от геометрических параметров элементов насечки. Насечки на поверхности гусеницы могут быть прямоугольного или трапециидального сечения (рис. 35), продольного или поперечного направления. Наилучшее сцепление дают гусеницы с продольно-поперечной насечкой. При этом коэффициент сцепления $\mu = 0,45...0,5$. Элементы гусениц с поперечной насечкой дают коэффициенты сцепления $\mu = 0,3...0,4$.

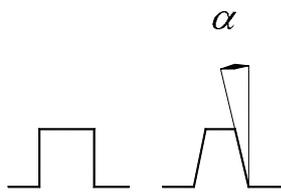


Рис. 35. Профили насечек гусениц

Для элементов насечки прямоугольного сечения, когда угол $\alpha = 0$, коэффициент сцепления достигает максимального значения. Однако в этом случае гусеница подвергнута засорению опилками. При $\alpha = 30^\circ$ коэффициент сцепления несколько меньше, но и засорение насечек уменьшается.

Двух цепные конвейерные механизмы подачи.

Такие механизмы подачи применяются в станках для поперечной обработки длинных брусковых заготовок: шипорезных, круглопильных и др. Конвейер состоит из двух одинаковых пластинчатых цепей, надетых на звездочки и опирающихся на действительные направляющие. На звеньях цепей с постоянным шагом закреплены упоры.

Обрабатываемая заготовка базируется на цепях по упорам и прижимается прижимами. В этом случае осуществляется неподвижное базирование.

Иногда цепи располагаются ниже действительных направляющих. В этом случае осуществляется подвижное базирование

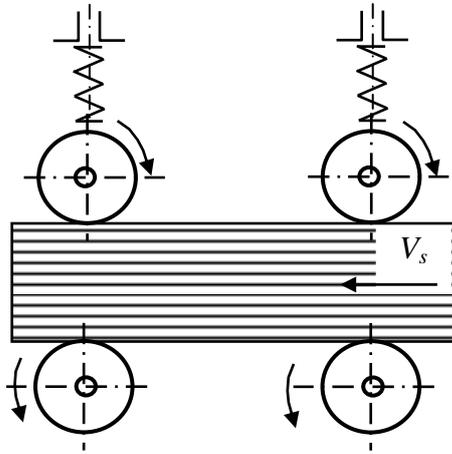


Рис. 36. Схема вальцового механизма подачи

на действительных направляющих. Могут быть и другие варианты подачи.

Вальцовые механизмы подачи.

Это один из самых распространенных видов подающих механизмов (рис. 36). Механизм подачи состоит из приводных верхних и нижних вальцов, которые базируют заготовку и надвигают ее на режущий инструмент. Верхние вальцы выполнены прижимными. Прижим обеспечивается пружинами или собственным весом вальцов. Для обеспечения точного базирования оси всех вальцов должны быть строго параллельными, однако это выполнить чрезвычайно трудно.

Если ось вальца не перпендикулярна к направлению подачи, то при движении заготовки на вальце возникает составляющая силы сцепления, которая направлена вдоль оси вальца. Эта сила вызывает перебазирование заготовки.

Для превращения вреда в пользу механизм подачи снабжают продольной направляющей линейкой и оси всех вальцов наклоняют к линейке под углом 88° . В этом случае вальцы прижимают заготовку к линейке, обеспечивают надежное базирование и подачу.

10.5. Проектирование механизма подачи для фуговального станка

Фуговальными называются станки, на которых производится плоскостное фрезерование одной или двух смежных сторон доски или бруска обычно с подвижным базированием [22].

На рис.37 приведена классификация фуговальных станков с подвижным базированием. На фуговальных станках обрабатываются заготовки длиной от 300 мм и шириной до 630 мм. В качестве режущего инструмента используются ножевые валы (диаметром 100-125 мм) с двумя или четырьмя ножами и частотой вращения от 4000 мин^{-1} до 6000 мин^{-1} .

В станках с ручной подачей (рис.37) деталь в начале обработки скользит по переднему столу 1, а затем по мере обработки ножевым валом

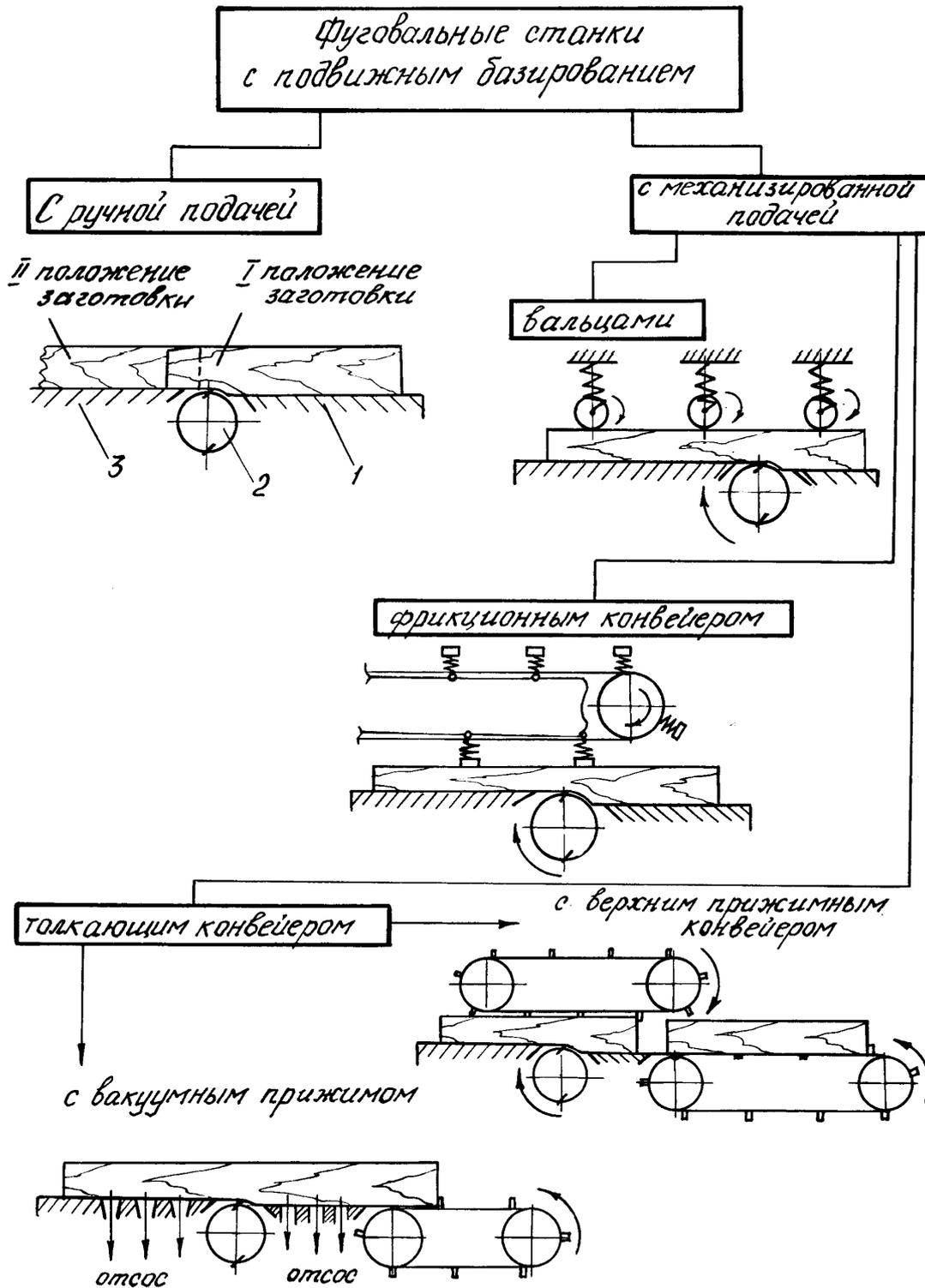


Рис.37. Классификация фуговальных станков с подвижным базированием

2 прижимается обработанной плоскостью к заднему столу 3, по которому в дальнейшем и осуществляется базирование. При ручной подаче снимается небольшой слой древесины, поэтому силы резания

невелики. Поэтому усилие прижима, создаваемое руками рабочего, также невелико. Это позволяет получать плоскую базовую поверхность даже при обработке относительно тонких заготовок толщиной до 15-20 мм.

Но станки с ручной подачей малопроизводительны и на них создаются неблагоприятные условия работы. Поэтому такие станки предпочитают заменять фуговальными станками с механизированной подачей. У станков с вальцовой подачей (рис.37) валец над передним столом в той или иной мере прогибает заготовку. После выхода из станка заготовка распрямляется и поэтому полного устранения неплоскостности не достигается.

Чтобы устранить этот недостаток можно использовать конвейерный механизм подачи (см. рис.37).

Конвейерные механизмы подачи снабжены разного рода подпружиненными пальцами или резиновыми упорами, которые осуществляют подачу заготовки за счет сил трения. Из-за того, что конвейер увлекает заготовку многими пальцами одновременно, заготовка на переднем столе прогибается значительно меньше, что положительно сказывается на устранении начальной неплоскостности заготовок.

Еще более высокого результата по устранению прогиба заготовок в зоне переднего стола можно добиться, применяя толкающий конвейер в сочетании с вакуумным прижимом (см. рис.37). В последнем случае упоры действуют на торец заготовки, преодолевая все горизонтальные составляющие сил сопротивления подаче, а подпружиненные упоры или силы вакуумного отсоса компенсируют вертикальную составляющую силы резания.

Широкому распространению конвейерных механизмов подачи препятствует их более высокая в сравнении с вальцевыми автоподатчиками стоимость и низкая общая надежность исполнительных механизмов, обусловленная в первую очередь большим количеством подвижных звеньев, пружин и т.д.

10.6. Сравнительный анализ существующих механизмов подачи для фуговальных станков

Качество обработки на фуговальных станках определяется плоскостностью и шероховатостью фрезерованных поверхностей. Эти показатели зависят от технологической схемы станка, его конструктивного исполнения, точности изготовления, размерной настройки и наладки станка, степени деформации заготовок в процессе обработки и т. д.

Как было сказано ранее, роликовые автоподатчики отличаются конструктивной простотой и мобильностью (см. рис.38 а). Однако в

отличие от конвейерных роликовые автоподатчики не гарантируют подачу сравнительно тонких (до 50 мм) заготовок без излишнего их деформирования (выпрямления) под действием сосредоточенного давления F со стороны исполнительного элемента (ролика).

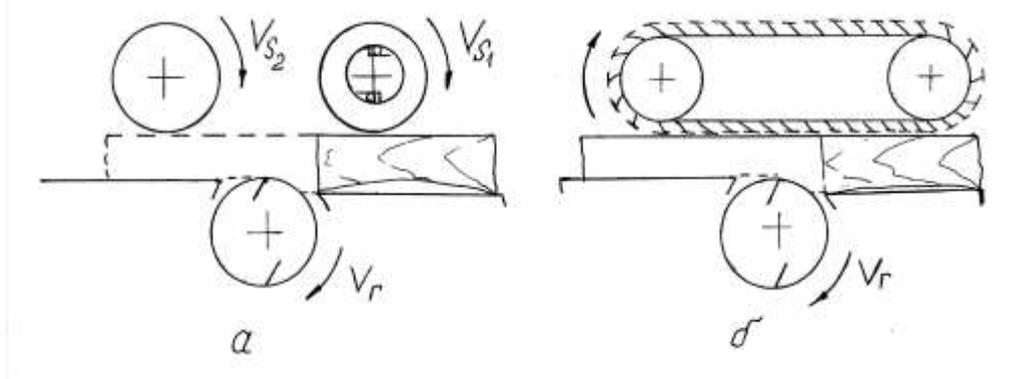


Рис.38. Принципиальные схемы автоподатчиков:
а) роликового; б) конвейерного

При использовании конвейерного автоподатчика сосредоточенная сила F заменяется равномерно распределенной нагрузкой

$$g = \frac{F}{a \cdot n}, \quad (79)$$

где a - участок длины детали, на которую распространяется давление конвейера;

n - количество упругих элементов, контактирующих с заготовкой по ее ширине.

Обычно упругие элементы конвейерных автоподатчиков как в продольном так и в поперечном направлении располагаются с шагом 30...40 мм. Зададимся для расчетов шагом для упругих элементов конвейера $t = 30$ мм.

На рис.39 представлены расчетные схемы для определения величины прогиба заготовки в момент базирования ее на переднем столе фуговального станка для двух рассматриваемых типов автоподатчиков.

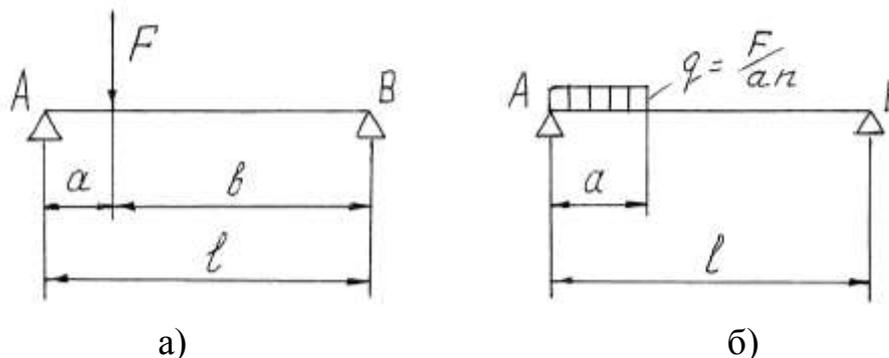


Рис. 39. Расчетные схемы для определения прогиба:

а) деталь в виде балки, свободно опертой по концам, нагруженная силой F в пролете;

б) деталь в виде балки, свободно опертой по концам, нагруженная равномерной нагрузкой интенсивностью $g = F/an$

Если сравнивать два варианта автоподатчиков по степени деформации ими заготовок в равных условиях, то в соответствии со схемами рис. 39. получим определенные значения прогибов f .

Зададимся условием, что обрабатываются сосновые заготовки длиной $l = 1000$ мм, сечением $B \times H = 50 \times 20$ мм, толщина снимаемого слоя $h = 1$ мм при скорости подачи $V_s = 12$ м/мин. В этом случае необходимая сила прижима обрезающего ролика составит $F = 53$ Н.

Для того чтобы снизить эффект «выпрямления» заготовки от сосредоточенного усилия подающего ролика, его рекомендуется [22] устанавливать на расстоянии $a = 50 \dots 60$ мм от кромки стола перед ножевым валом.

В этом случае прогиб заготовки согласно рис. 39 a находим по формуле

$$f_p = \frac{Fa^2b^2}{3l\varepsilon J} \quad (80)$$

Для условия, когда $a = 60$ мм, $b = 940$ мм сила $F = 53$ Н, модуль упругости $\varepsilon = 10^4$ МПа, момент инерции для сечения 50×20 $J = 33333$ мм⁴, прогиб $f_p = 0,168$ мм.

Если зону действия конвейерного автоподатчика над передним столом фуговального станка установить в пределах, $a = 120$ мм, прогиб заготовки может быть также найден по формуле (80). Суммарный прогиб заготовки от действия на нее сил упругих элементов конвейера, расположенных между собой с шагом 30 мм составит $f_k = 0,115$ мм. Как видим, величина деформации заготовки, как в первом, так и во втором случае не выходит за пределы допустимого значения $f \leq 0,2/1000$ мм.

При этом следует обратить внимание на то, что технологические возможности роликовых автоподатчиков можно еще более улучшить, если в приводе переднего ролика установить обгонную муфту, рис. 40.

В этом случае скорость подачи заготовки после попадания ее под второй ролик может быть установлена в 1,5...2 раза большей, чем скорость первого ролика, который благодаря обгонной муфте будет проворачиваться вхолостую, удерживая деталь от вибрации. Уменьшенная скорость подачи в зоне первого ролика приводит к пропорциональному снижению силы прижима этого ролика, а значит, к еще более благоприятным условиям базирования заготовки в зоне переднего стола фуговального станка.

В результате можно сделать вывод о том, что работа над совершенствованием роликовых автоподатчиков является вполне перспективной и приведенная на рис. 40 принципиальная схема роликового автоподатчика является наиболее рациональной.

Таким образом, если скорость подачи уменьшить, например, вдвое, то соответственно потребуется пропорционально меньшее давление со стороны подающих органов, а, значит, и величина деформации заготовок сократится во столько же раз. В отличие от конвейерного механизма снижение скорости у роликового автоподатчика в момент прохождения заготовки под первым роликом можно вполне компенсировать увеличением скорости подачи за счет второго ролика. А, для того, чтобы первый ролик не «тормозил» процесс подачи его следует приводить в движение через обгонную муфту [23].

На рис.40. представлен вариант роликового автоподатчика в виде следующей кинематической схемы.

Привод роликов 10 осуществляется от двигателя 1, редуктора 2, далее через систему цепных передач: от звездочки 3 к блоку из трех звездочек 4, которая в свою очередь сообщает движение через звездочку 5 первому подающему ролику 10, а через звездочку 6 – второму подающему ролику. Поскольку в корпус звездочки 5 встроена обгонная муфта рис.41. движение первому ролику может передаваться только в одном направлении.

Конструктивной особенностью узла установки обгонной муфты является то, что радиальная нагрузка от цепной передачи через звездочку 1 (рис. 40) воспринимается не роликами 4 обгонной муфты, а радиальным шарикоподшипником 2. Это приводит к увеличению долговечности работы обгонной муфты. Крышка 3 служит обоймой муфты и замыкающим звеном данного узла.

Положительной особенностью данного роликового автоподатчика является также то, что настройка его по высоте осуществляется за счет поворота роликов относительно неподвижно закрепленных осей 13 с помощью двух гибких тяг 8, приводимых в движение пинольным механизмом 9. При этом предполагается, что сила прижима подающих роликов будет возрастать пропорционально увеличению высоты заготовок.

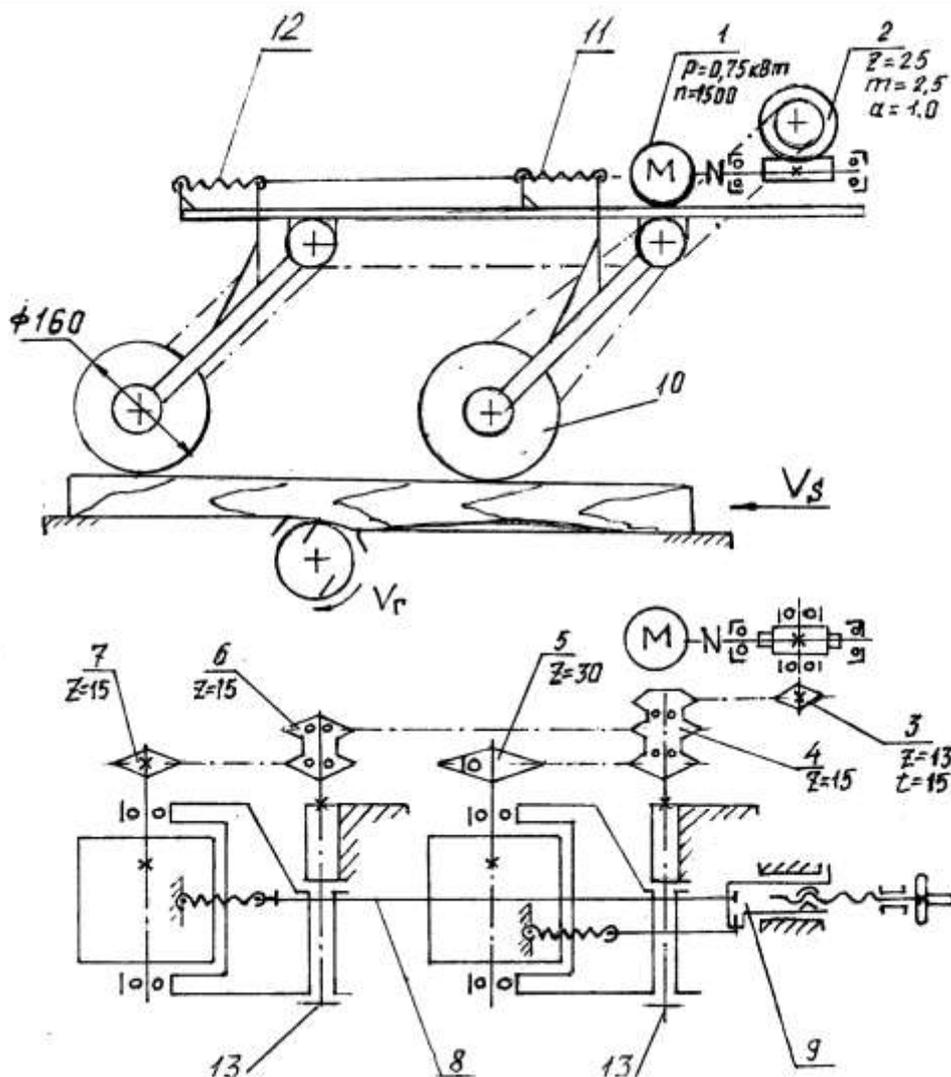


Рис. 40. Роликовый автоподатчик с приводом через обгонную муфту

В этом случае тяговая способность роликов будет автоматически увеличиваться. За счет поворота роликов 10 автоподатчик настраивается на обработку заготовок по высоте в диапазоне от 10 до 100...120 мм.

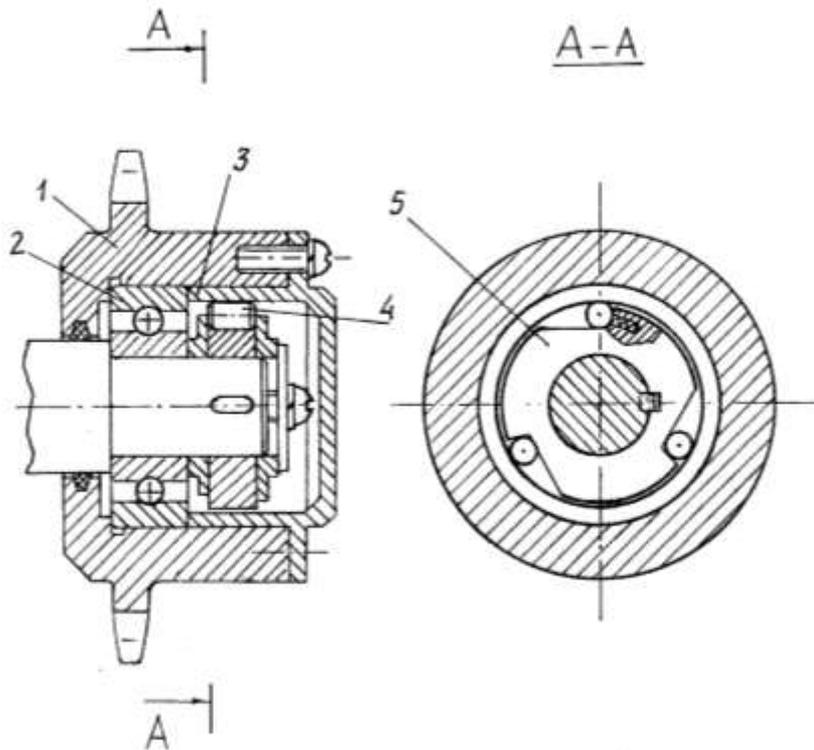


Рис. 41. Конструктивное исполнение обгонной муфты

Разработанная кинематическая схема роликового автоподатчика на основе использования обгонной муфты позволяет констатировать несомненные ее преимущества перед конвейерным автоподатчиком.

Раздел 11. Конструирование узлов и деталей

11.1. Конструирование и расчеты суппортов

Суппортом называют механизм, предназначенный для закрепления, подачи или настроечного перемещения по одной или нескольким координатным осям основных или вспомогательных элементов станка. На суппорте монтируют механизмы главного движения (шпиндели, ножевые валы, токарные резцы, рамные пилы), органы механизма подачи (вальцы, конвейеры, толкатели), базовые линейки, столы и прижимы. По количеству рабочих движений различают суппорты одно-, двух- и трехкоординатные. На суппорте возможны вращательные настроечные перемещения.

Привод настроечных перемещений в суппортах бывает ручной, механический или автоматический.

Конструктивно суппорты выполняются по-разному. В общем случае суппорт состоит из направляющих, ползуна или каретки, элементов фиксирования и перемещений.

11.2. Направляющие суппорта

Направляющими суппорта называются устройства, обеспечивающие прямолинейное (иногда криволинейное) перемещение подвижного элемента (ползуна, каретки) с заданной точностью.

По форме рабочих поверхностей направляющие могут быть плоскими, призматическими или цилиндрическими. При этом ползун монтируется на направляющей с трением скольжения или трением качения (рис. 42 и рис. 43).

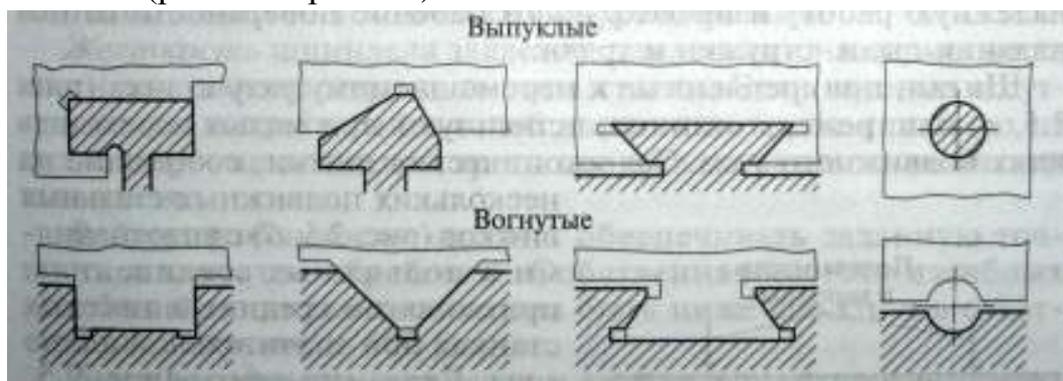


Рис. 42. Суппорты с направляющими скольжения

Суппорты характеризуют точностью, долговечностью и жесткостью. **Точность** перемещения зависит главным образом от точности изготовления направляющих. **Долговечность** суппорта характеризуется способностью сохранять первоначальную точность перемещения в течение заданного времени их использования. **Жесткость** суппорта определяет способность оказывать сопротивление действию деформирующих сил. Жесткость выражается отношением силы, приложенной в заданной точке, к величине деформации, измеренной в направлении действия силы. Деформации возникают, главным образом, по поверхностям контакта ползуна и направляющих.

11.3. Расчет суппортов

При конструировании суппорта необходимо знать условие самоторможения (заклинивания) ползуна.

Движущая сила параллельна направляющей. На рис. 45, *a* приведена схема сил, возникающих при движении ползуна по направляющей, когда движущая сила T направлена параллельно оси направляющей и приложена к ползуну на расстоянии h от

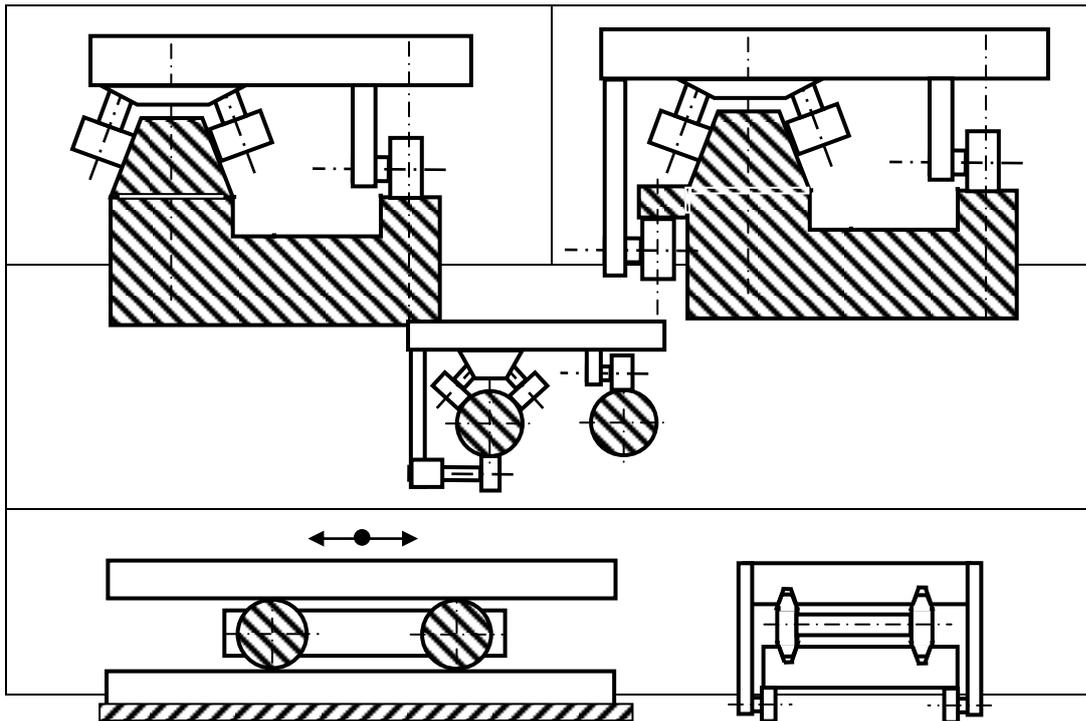


Рис. 43. Суппорты с направляющими качения

ее оси. При движении ползун преодолевает полезное сопротивление Q и силы трения F .

При установившемся равномерном движении ползуна можно написать следующие уравнения равновесия [15]:

$$\sum M_o = 0 \text{ и } \sum F_x = 0$$

или $Th - Nl = 0$ и $T - Q - 2F = 0$,

где N – сила нормального давления ползуна на направляющую, N . Отсюда следует

$$N = T \frac{h}{l}.$$

Подставляя эту формулу в выражение для силы трения F , получим

$$T = Q + 2F = Q + 2Tf \frac{h}{l}.$$

Отсюда величина движущей силы

$$T = \frac{Q}{1 - 2f \frac{h}{l}}. \quad (81)$$

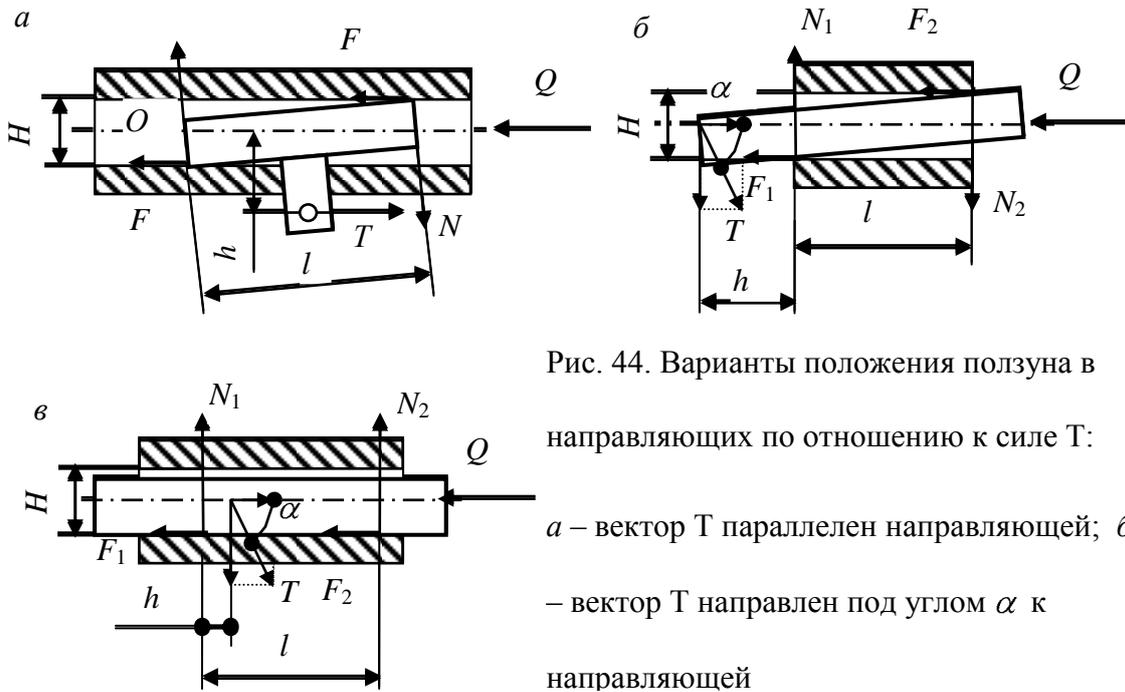


Рис. 44. Варианты положения ползуна в направляющих по отношению к силе T :

a – вектор T параллелен направляющей; b, v – вектор T направлен под углом α к направляющей

При работе может произойти заклинивание ползуна в направляющих. В этом случае $T = \infty$ или

$$1 - 2f \frac{h}{l} = 0.$$

Отсюда следует, что в конструкции суппорта можно определить критическое отношение величин h и l , при котором наступает заклинивание:

$$\left(\frac{h}{l}\right)_{\text{кр}} = \frac{1}{2f}. \quad (82)$$

Для предотвращения заклинивания рекомендуется следующее соотношение:

$$\frac{h}{l} \leq \frac{1}{2fK}, \quad (83)$$

где K – коэффициент запаса от заклинивания; при коэффициенте трения скольжения $f = 0,2$ принимают $K = 5$ для плоских призматических направляющих; $K = 6,5$ для цилиндрических направляющих; $K = 10$ для направляющих "ласточкин хвост".

Движущая сила наклонна к направляющей. На рис. 44 b, v показана схема сил при движении ползуна, когда движущая сила T направлена под острым углом α к направляющим. При этом на первой схеме сила T приложена к ползуну вне направляющих, а на второй – в пределах направляющих. Для обеих схем можно составить одинаковые уравнения равновесия ползуна:

$$\sum F_x = T \cos \alpha - Q - F_1 - F_2 = 0;$$

$$\sum F_y = T \sin \alpha - N_1 - N_2 = 0.$$

Отсюда опорная реакция N_1

$$N_1 = T \sin \alpha - N_2.$$

В первом уравнении системы раскроем значения сил трения и подставим значение N_1

$$T \cos \alpha - Q - N_1 f - N_2 f = T \cos \alpha - Q - T f \sin \alpha + N_2 f - N_2 f = 0.$$

Движущая сила T

$$T = \frac{Q}{\cos \alpha - f \sin \alpha}.$$

Если знаменатель полученного выражения будет равен нулю, то произойдет заклинивание ползуна в направляющих. Значение угла $\alpha_{кр}$ при заклинивании можно получить из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_{кр} = \frac{1}{f}. \quad (84)$$

11.4. Проектирование винтовых механизмов

В деревообрабатывающих станках винтовые механизмы встречаются в устройствах для закрепления деталей, настроечных перемещений суппортов, упоров, направляющих линеек и т.д.

С их помощью можно медленно и достаточно точно перемещать подвижный орган. К недостаткам этих передач относятся большие потери на трение, низкий КПД и невозможность их применения при больших скоростях перемещений. Для снижения потерь на трение вместо передач винт-гайка скольжения получили распространение передачи качения.

Передачи винт-гайка (винтовые) в деревообрабатывающих машинах применяют в основном для настроечных перемещений рабочих органов (рис. 45).

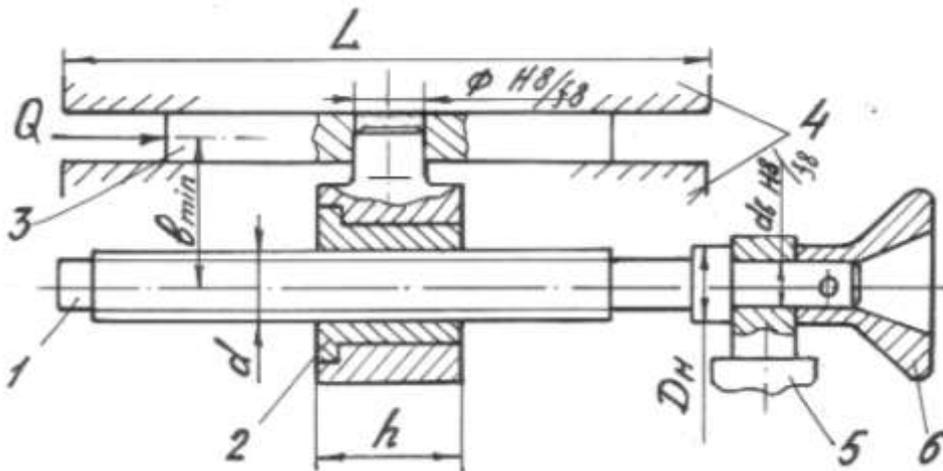


Рис. 45. Винтовая передача с гайкой скольжения

В настроечных механизмах небольшого перемещения (до 1000 мм) винтовую передачу обычно осуществляют с вращающимся винтом 1 и поступательно перемещаемой гайкой 2. Гайка 2 имеет подвижное (по ходовой посадке) соединение с ползуном 3, который в свою очередь перемещается (скользит) по направляющим 4. Совокупность поверхностей соединения двух узлов или деталей, обеспечивающих возможность их относительного перемещения, принято называть суппортами. Суппортные механизмы могут быть выполнены на основе направляющих скольжения или на основе направляющих качения.

У суппортных механизмов с относительно малым перемещением ползунов (до 400 мм) винт 1 монтируют на опоре 5, второй опорой служит гайка 2.

Для винтов винтовых передач применяют трапецеидальную и прямоугольные резьбы. Материалом для винтов служат, стали 40, 45, 50 и др. Материалы гаек – бронзы оловянистые Бр 010-Ф-1, Бр 06Ц6С3, а при малых нагрузках – антифрикционные чугуны марок АВ4-1, АК41 или серые чугуны марок СЧ15, СЧ20.

11.4.1. Расчет на износ

Наиболее распространен расчет винтовой передачи на износ по формуле для определения среднего диаметра резьбы (мм).

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2Q}{3,14\varphi[p]}}, \quad (85)$$

где Q – расчетная осевая сила, действующая на винт, Н;

φ - отношение высоты гайки h к среднему диаметру резьбы d_2 (для целых гаек $\varphi = 1,2 \dots 2,5$).

$[p]$ – допускаемые давления для пар, МПа:

- закаленная сталь-бронза 12;
- незакаленная сталь-бронза 9;
- незакаленная сталь-чугун 5.

11.4.2. Расчет на устойчивость

Расчет на устойчивость проводится для длинных высоконагруженных винтов.

Пример: определить коэффициент запаса устойчивости ходового винта суппорта. Сжимающее усилие $Q = 16000$ Н.

Винт имеет трапецеидальную резьбу $d = 40$ мм, шаг $S = 7$ мм. Материал винта сталь 50. Длина винта $l = 1,8$ м. Коэффициент приведения длины $\mu = 0,7$.

Решение. Коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{Q_{кр}}{Q}, \quad (86)$$

где $Q_{кр}$ – критическая сила, определяемая по формуле Эйлера, если гибкость стержня больше предельной

Предельная гибкость

$$\lambda_{пред} = 3,14 \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}, \quad (87)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для материала винта;

$\sigma = 270$ МПа – предел пропорциональности для материала винта.

$$\lambda_{пред} = 3,14 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{270}} \approx 87,5$$

$$\text{Гибкость стержня } \lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}, \quad (88)$$

$$\text{где } i \text{ – радиус инерции } i = \sqrt{\frac{4J_{np}}{3,14d_{cp}^2}}, \quad (89)$$

где $J_{np} = \frac{3,14 \cdot d_1^4}{64} (0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1})$ – приведенный момент инерции сечения

винта с учетом повышения жесткости стержня за счет наличия резьбы,

$d = 40$ мм – наружный диаметр винта;

$d_1 = 33$ мм – внутренний диаметр;

$d_{cp} = 36,5$ мм – средний диаметр.

$$J_{np} = \frac{3,14 \cdot 33^4}{64} (0,4 + 0,6 \frac{40}{33}) = 65589,5 \text{ (мм}^4\text{)}$$

$$i = \sqrt{\frac{4 \cdot 65589,5}{3,14 \cdot 36,5^2}} = 7,919 \text{ (мм)}.$$

$$\lambda = \frac{0,7 \cdot 1800}{7,919} = 159,1.$$

$\lambda > \lambda_{пред}$, следовательно, критическая сила определяется по формуле Эйлера (H):

$$Q_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot E \cdot J_{np}}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 65589,5}{(0,7 \cdot 1800)^2} = 85540,5.$$

Коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{Q_{кр}}{Q} = \frac{85540,5}{16000} = 5,3.$$

Достаточным считается $n_y = 3,5\dots$

11.5. Проектирование винтовых зажимов

Ручные винтовые зажимы находят большое применение в станочных приспособлениях вследствие их простоты и надежного закрепления обрабатываемых деталей. Недостатки винтовых зажимов: значительное вспомогательное время, необходимое для зажима и разжима детали, большая затрата рабочим мускульной силы, непостоянство силы зажима и возможность смещения детали от силы трения на торце винта.

Винтовые зажимы применяют при ручном закреплении деталей в приспособлениях, а также в приспособлениях механизированного типа.

На рис. 46 приведены наиболее типичные варианты винтовых зажимов

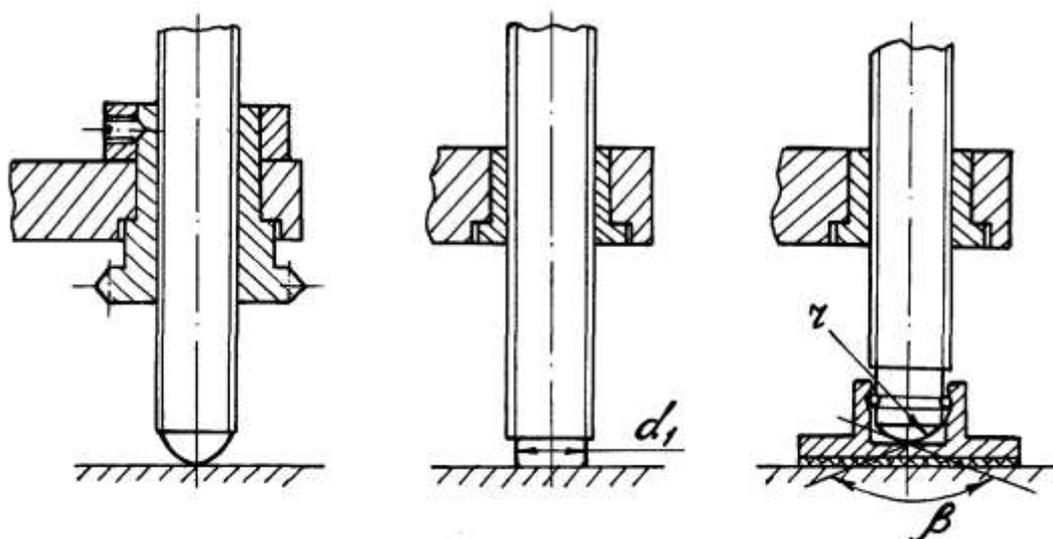


Рис. 46. Схемы винтовых зажимов

Номинальный (наружный) диаметр винта определяется по формуле

$$d = c \sqrt{\frac{Q}{\sigma}} \text{ мм,} \quad (90)$$

где $c = 1,4$ - для основной метрической резьбы [24];

Q - сила зажима, Н;

σ - напряжение растяжения (сжатия); для винтов из стали 45 с учетом износа резьбы $\sigma = 80\dots 100$ МПа.

Величина расчетного диаметра округляется до ближайшего большего значения.

В приспособлениях применяют резьбы от М6 до М48.

Момент, развиваемый на рукоятке или маховике, для получения заданной силы зажима Q

$$M = r_{cp} Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + M_{mp}, \quad (91)$$

где r_{cp} – средний радиус резьбы, м;

α - угол подъема резьбы; $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}}$, где S шаг резьбы,

d_{cp} - средний диаметр винта;

ρ - угол трения в резьбе, $\rho = \operatorname{arctg} f$, где $f = 0,12$ коэффициент трения.

M_{mp} - момент трения на опорном торце гайки или в месте контакта торца нажимного винта;

$$M_{mp} = \frac{1}{3} f Q \frac{D_n^3 - d_b^3}{D_n^2 - d_b^2}, \quad (92)$$

где f – коэффициент трения в местах контакта;

D_n – наружный диаметр опорной гайки-звездочки или наружный диаметр торца нажимного винта;

d_b – внутренний диаметр опорной гайки-звездочки или внутренний диаметр торца нажимного винта;

Для зажимных винтов со сферическим торцом (рис. 46) приближенная формула момента закрепления имеет вид [24]

$$M = 0,1 d Q \quad (93)$$

В этой формуле момент трения на торце не учтен, так как его величина очень мала ($M_{mp} < 0,03 M$). Для нажимных винтов с плоским торцом (см. рис. 46) расчет момента закрепления ведется по формуле

$$M = 0,1 d \cdot Q + \frac{f Q d_1}{3}, \quad (94)$$

а, для винта с башмаком (см. рис. 46), предупреждающим порчу поверхности заготовки, - по формуле:

$$M = 0,1 d \cdot Q + r \cdot f \cdot \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} Q \quad (95)$$

При $\beta = 118^\circ$ (ГОСТ 13436-68) и $f = 0,15$ $M = 0,1 Q(d+r)$

11.6. Базовые элементы станков

Базовыми называют элементы, на которых монтируются узлы станка. К ним относятся станины, рамы, плиты, стойки, направляющие, столы, поперечины, основания и т.д.

Качество базовых элементов оценивается жесткостью, износостойкостью, виброустойчивостью, технологичностью.

Станина. Станина является одним из самых ответственных и металлоемких базовых элементов станка. Станины могут быть горизонтальными и вертикальными. Горизонтальные станины выполняются сплошными, рамными и на ножках. Сплошные станины применяются в тяжелых станках с большой мощностью и

многопозиционной схемой обработки деталей. Станины рамные и на ножках применяются в легких станках.

Вертикальные станины применяются в случаях, если режущий инструмент или заготовка совершают вертикальные относительные перемещения.

Станины часто выполняются литыми из чугуна марок СЧ12-28, СЧ15-32 и др. Чугунные станины, обладая большим коэффициентом внутреннего трения, являются более виброустойчивыми.

Станины могут быть выполнены сварными из листового или профильного проката. Сварные станины получаются более легкими и менее трудоемкими в изготовлении.

Станина может быть выполнена моноблочной или сборной (рис. 47). Моноблочные станины обладают высокой жесткостью и виброустойчивостью и применяются в станках высокоточных. Такие станины трудоемки в изготовлении.

Сборная станина состоит из нескольких элементов, например, основания 1, колонки 2 и кронштейна 3. Изготовление отдельных элементов упростилось, однако сборная станина обладает меньшей жесткостью.

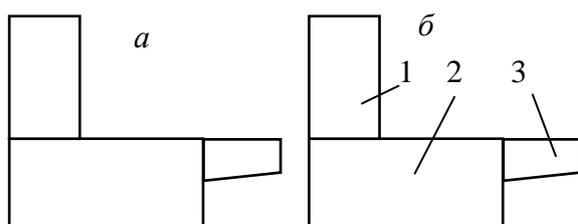


Рис. 47. Станины:

a – моноблочная; *b* – сборная

Конструирование плит и рам.

Плиты и рамы предназначены для установки на них узлов и деталей, расположенных в пространстве с заданной точностью. Для обеспечения заданной точности расположения узлов в случае ослабления затяжки винтов узлы после крепления и выверки фиксируют коническими

штифтами. После сборки эти узлы и детали вместе с плитой образуют самостоятельный агрегат.

Перед конструированием плиты (рамы) определяют ее габаритные размеры и форму. Для этого вычерчивают общий вид установки в трех проекциях.

Для повышения прочности и жесткости в плите делают продольные и поперечные ребра жесткости, которые должны отстоять от основания на величину толщины стенки. Это позволяет беспрепятственно обрабатывать основание плиты.

Плиты крепят к полу или фундаменту болтами, которые размещают на приливах литой плиты. Чтобы приливы были прочными, их следует делать высокими. Высота всех приливов должна быть одинаковой. Это позволяет использовать болты одинаковой длины.

Поверхности плиты, служащие базой для установки других деталей и узлов обрабатываются так, чтобы опорные поверхности имели

минимальное отклонение от плоскостности и приводили к минимальным деформациям при затягивании болтов.

Поверхности плиты, подлежащие обработке должны располагаться в одной плоскости. В этом случае конструкция плиты получается проще, а обработка ее поверхностей удобнее.

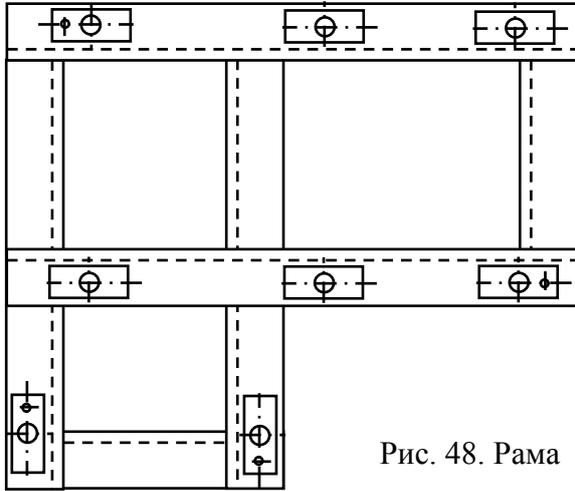


Рис. 48. Рама

В плите литой конструкции для крепления узлов и деталей делают резьбовые отверстия. Это упрощает конструкцию и облегчает процесс сборки.

При конструировании сварных рам необходимо учитывать, что после сварки изделие сильно деформируется. В связи с этим после сварки все базовые поверхности должны обрабатываться. Чтобы не

производить обработку больших поверхностей рамы в местах установки узлов и деталей на раме привариваются платики (рис. 48).

Сварные рамы применяются главным образом при единичном производстве, в связи с этим нижнюю поверхность рамы иногда не обрабатывают. Обработка платиков производится на базе нижней поверхности. В связи с этим при установке рамы на столе станка положение ее выверяют при помощи прокладок и клиньев.

Рама должна иметь окна, удобные для транспортировки ее краном.

Сварная рама выполняется из листовой стали, швеллеров, уголков, полки которых располагаются наружу. Такое расположение полок удобно для крепления узлов и самой рамы. Узлы крепят как винтами, так и болтами. При креплении болтами на внутреннюю поверхность полки привариваются или накладываются косые шайбы, выравнивающие поверхность полки швеллера под головкой болта или гайкой.

Раздел 12. Проектирование сварных узлов

12.1. Свариваемость сталей

Свариваемость сталей характеризуется их склонностью к образованию трещин и механическими свойствами сварного шва [18]. По свариваемости стали делят на четыре группы: 1 – хорошая свариваемость; 2 – удовлетворительная свариваемость; 3 – ограниченная свариваемость; 4 – плохая свариваемость.

К группе 1 относятся стали, сварка которых возможна без предварительного подогрева и без последующей термообработки. При этом для снятия внутренних напряжений после сварки термообработка

допускается. Хорошей свариваемостью обладают стали марок Ст1 – Ст4 по ГОСТ 380-88; стали марок 08; 10; 15; 20; 25 по ГОСТ 1050-88 и др.

К группе 2 относятся стали, для сварки которых требуется их предварительный подогрев. Удовлетворительной свариваемостью обладают стали марок Ст5пс, Ст5сп по ГОСТ 380-88; стали марок 30; 35 по ГОСТ 1050-88 и др.

К группе 3 относятся стали, для сварки которых требуется их предварительный подогрев и термообработка до и после сварки. Ограниченной свариваемостью обладают стали марок Ст6пс, Ст6сп по ГОСТ 380-88; стали марок 40; 45; 50 по ГОСТ 1050-88 и др.

К группе 4 относятся стали трудносвариваемые и склонные к образованию трещин. К этой группе относятся в основном легированные стали.

12.2. Швы сварных соединений

Конструктивные элементы сварных соединений (Рис. 49) выполняются по ГОСТ 5264 – 80. Для сварки деталей применяются соединения стыковые С1 – С39 (рис. 49), угловые У1 – У9, тавровые Т1 – Т9 и нахлесточные Н1 – Н2.

Желательно, чтобы свариваемые детали были одинаковой толщины. Если детали разной толщины, то место сварки толстой детали утоньшается до толщины тонкой детали. Зазор в стыке равен около 2 мм. При соединении толстых деталей их торцы с одной или обеих сторон разделяются под углом 25° или 45°.

Катеты углового шва устанавливаются при расчетах и должны быть не более 3 мм для деталей толщиной до 3 мм включительно. Для деталей

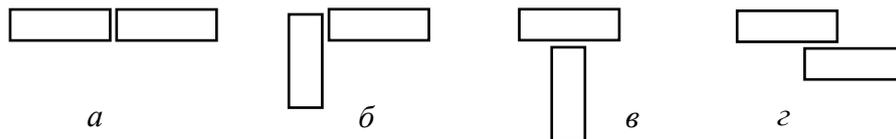


Рис. 49. Швы сварных соединений:

a – стыковое; *б* – угловое; *в* – тавровое; *г* – нахлесточное

толщиной более 3 мм катет шва находится из выражения $K \leq 1,2S$, где S – толщина тонкой детали, мм.

12.3. Технологичность сварных соединений

Для правильного конструирования сварных соединений необходимо выполнять следующие правила.

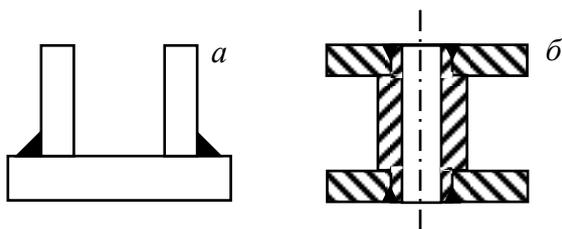


Рис. 50. Конструкции удобные для сварки

Конструкция соединения должна обеспечить удобный подвод электродов к месту сварки. Для этого сварные швы выносятся из тесного пространства между перегородками (рис. 50, а). Для приваривания, например, размерных трубок к листам швы выносятся на поверхность (рис. 50, б).

Устранить совмещение швов. Свести к минимуму количество сварочного металла. Ребра при сварке лучше смещать друг от друга так, чтобы места сварки рассосредоточить (рис. 51). Размещать ребра друг под другом не рекомендуется.

Исключать сварку толстых деталей

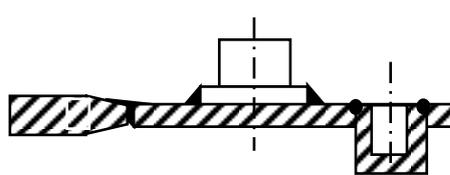


Рис. 52. Сварка массивных и тонких деталей

с тонкими. Кромки в месте сварки должны иметь одинаков

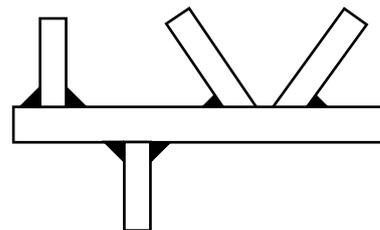


Рис. 51. Размещение швов при сварке

ую толщину (рис. 52). Если к тонкому основанию приваривается массивная деталь, то на детали делается тонкостенный фланец или высверливается отверстие с образованием тонкой стенки.

Предусматривать фиксацию свариваемых деталей без применения специальных приспособлений. Одна из свариваемых деталей должна вставляться в предварительно подготовленное отверстие (рис. 50, б).

Исключить трудоемкую операцию разделки кромок. Этого можно достичь путем смещения свариваемых кромок (рис. 53).

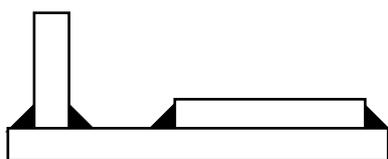


Рис. 53. Смещение свариваемых кромок

Исключить пережог и оплавление тонких кромок. Острые углы деталей желательно сделать тупыми. У косынки, например, вершины углов обрезаются, и углы становятся прямыми или тупыми.

Сварные конструкции рассчитываются на прочность. Методика расчетов приведена в литературе [18].

Раздел 13. Разработка нестандартного оборудования

13.1. Станок для шлифования прямых профильных деталей

Шлифование прямых профильных деталей на практике нередко осуществляется на универсальных фрезерных станках легкого типа. При этом на шпиндель этих станков вместо насадной фрезы устанавливается объемный абразивный круг из нетканого материала. Такие круги, например, широко рекламирует компания «Лайнер-Белт». С этой же целью используются шлифовальные головки щеточного типа. Мощность, необходимая непосредственно для шлифования в рассматриваемом случае, как правило, не превышает 0,4 ... 0,5 кВт.

Для удаления образующихся в процессе шлифования отходов шлифовальный инструмент оборудуется пылеприемником, который в современных условиях присоединяют к автономному стружкоотсосу типа УВП 1000 с мощностью привода 0,75 кВт.

Таким образом, для осуществления процесса шлифования профильных погонажных деталей традиционным способом без учета механизма подачи в приводах используются два независимых электродвигателя.

Предлагается объединить два независимых механизма: механизм шлифования и механизм аспирации отходов в один механизм, с приводом от одного общего двигателя. Такое объединение может позволить сэкономить производственную площадь и сократить суммарные затраты, связанные с решением задачи шлифования профильных погонажных деталей.

Как видно из рис. 54, станок [25] для шлифования прямых профильных деталей включает в себя вертикально установленный шпиндель 1, на верхней части консоли которого последовательно установлены вентиляторное колесо 2 и профильный шлифовальный круг 3. Привод шпинделя осуществляется от электродвигателя 4 через ременную передачу 5. Обрабатываемая деталь 6 базируется по двум плоскостям: по горизонтальной плоскости стола 7 и вертикальной плоскости направляющих линеек 8. Направляющие линейки 8 жестко соединены с ограждением 9 и вместе с последним могут перенастраиваться в горизонтальной плоскости относительно оси шпинделя 1 за счет пазов 10.

При правильной настройке линеек 8 образующие абразивного круга 3 должны выступать за базовую плоскость этих линеек на величину, превышающую глубину профиля шлифуемой детали на 0,2...0,4 мм. При

этом в зоне шлифования будет обеспечен необходимый контакт без искажения прямолинейности детали в процессе шлифования.

Вентиляторное колесо 2 совместно с ограждающим его кожухом 11 образуют центробежный вентилятор, который посредством фланца 12 соединяется с пылеотделителем, состоящим из трех частей: циклонного элемента 13, матерчатого фильтра 14 и накопительной емкости отходов 15.

Для того чтобы рассчитать геометрические параметры данного вентилятора, примем за основу следующие показатели проектируемого станка: частота вращения шпинделя $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, производительность вентилятора $Q = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $Q = 0,277 \text{ м}^3/\text{с}$, развиваемый вентилятором напор $H = 800 \text{ Па}$.

Пользуясь методиками [26], находим, что диаметр входного отверстия данного вентилятора равен $D_0 = 0,180 \text{ м}$, диаметр рабочего колеса $D_2 = 0,270 \text{ м}$

Число лопаток колеса 2 находим по формуле [26]

$$Z = \pi \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right), \quad (96)$$

где D_1 - внутренний диаметр колеса 2 (рис.55.) примем конструктивно $D_1 = 70 \text{ мм}$

Отсюда $Z = 5,338$, принимаем $Z = 6$.

Ширина рабочего колеса вентилятора при коэффициенте запаса $K = 1,5$ составит $B = 68 \text{ мм}$. Величина раскрытия спирального корпуса вентилятора равна $A = 80 \text{ мм}$. Стрела кривизны f лопаток вентиляторного колеса для условия оптимального угла $\beta_2 = 140 \dots 160$ на входе воздушного потока составит $f = 28 \text{ мм}$, рис. 56.

накопительной емкости ограничивается свободным пространством под циклонным элементом.

Мощность приводного электродвигателя для проектируемого станка составит $P = 1,1$ кВт.

В данном случае удалось объединить два механизма: механизм шлифования прямых профильных деталей и механизм удаления отходов из зоны шлифования.

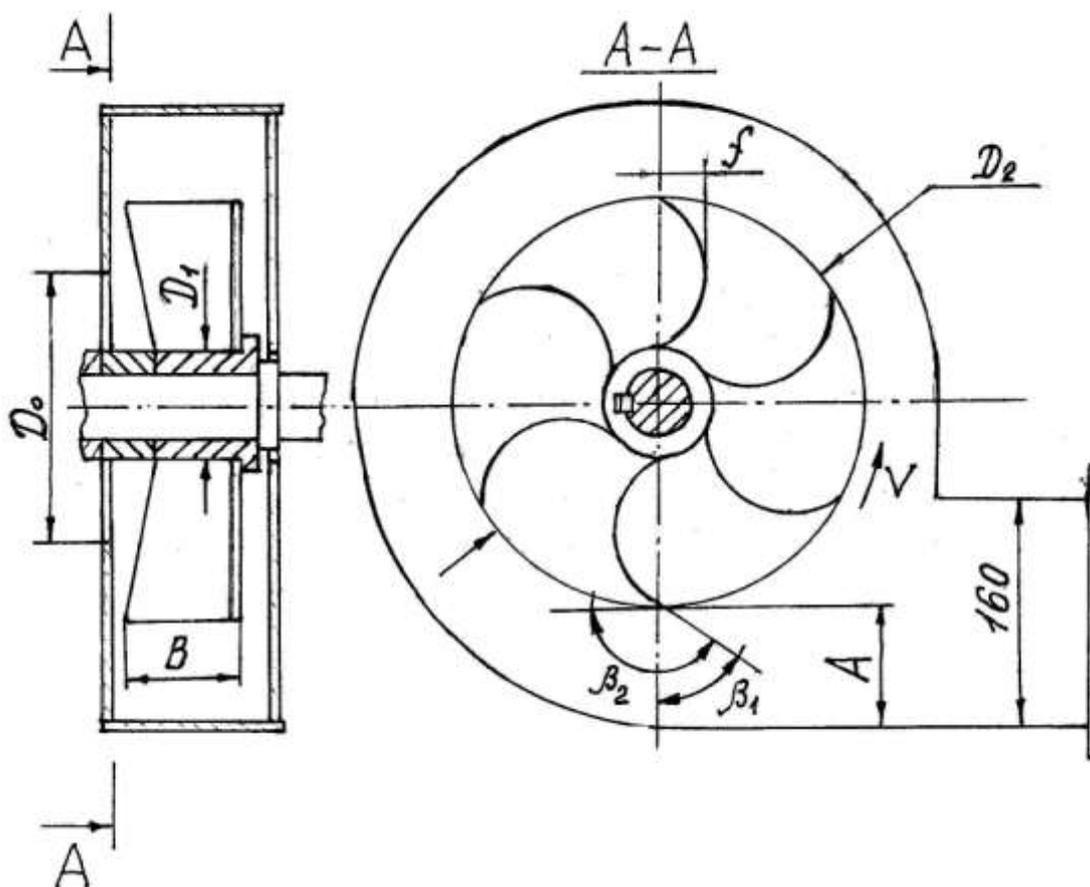


Рис. 55. Схема к определению геометрических параметров вентилятора

13.2. Модернизация прирезных круглопильных станков

В отечественной промышленности наиболее широко применяются станки прирезные однопильные модели ЦДК4 и станки прирезные многопильные модели ЦДК5 (до 7 пил) и ЦМР (до 10 пил).

Данные станки применяются в мебельном, столярном и других деревообрабатывающих производствах. Особенно эффективно

применение этих станков в тех случаях, когда необходимо получать строго прямолинейный рез, например, для склейки без предварительной прифуговки [14].

Точность выпиливаемых деталей по критерию прямолинейности поверхности пропила не должна превышать 0,25 мм на длине 1000 мм, равномерность ширины или толщины отпиленных планок не более 0,3 мм на длине 1000 мм.

Повышенная точность прирезных станков обусловлена особенностями базирования обрабатываемых заготовок на рифленых поверхностях конвейера, траектория движения которого задается положением призматических направляющих. Таким образом, чем точнее выполнена кинематическая пара конвейер-направляющие с учетом правильного положения пильного вала и прижимных роликов, тем выше точность выпиливаемых деталей.

В процессе движения заготовка удерживается силами трения

$$F = (g + G)f_2 + gf_1, \quad (97)$$

где g – нормальное давление со стороны прижимных вальцов, Н;

G – вес детали, Н ;

$f_2 = 0,5 \dots 0,6$ – коэффициент сцепления рифленой поверхности конвейера с древесиной;

$f_1 = 0,4$ – коэффициент трения между прижимным вальцом и заготовкой . Для надежного преодоления суммы сил сопротивления подаче заготовка должна прижиматься силами в пределах $F = 300 \dots 500$ Н.

По правилам неподвижного базирования никакие другие силы, кроме обозначенных выше, в процессе движения заготовки проявляться не должны.

На самом деле мы видим, что со стороны направляющей линейки на заготовку также могут действовать (обычно не учитываемые) силы бокового давления. Объясняется это тем, что направляющая линейка представляет собой еще одну самостоятельную базу, совпадение которой по вектору движения с основной базой – направляющие конвейера – практически обеспечить невозможно.

С другой стороны, базовая кромка обрабатываемой заготовки также имеет допустимые отклонения. Например, кромки обрезных досок после лесопильной рамы могут иметь непрямолинейность до 1 мм/ 1000 мм.

В процессе начального движения заготовка ориентируется по направляющей линейке. Затем, после входа переднего торца заготовки под прижимные ролики начинает происходить неизбежное перебазирование заготовки, которое целиком зависит от конкретного уровня неточности в системе конвейер, деталь и линейка.

При этом уровень боковых смещающих заготовку сил может достигать значительных величин, сравнимых с силами, определяемых формулой (97).

Поэтому одним из возможных направлений модернизации прирезных станков может быть изменение функции направляющей линейки. Например, оставить за линейкой функции ориентирующего элемента в момент начального базирования детали. Затем после того, как заготовка начинает перемещение по закону движения конвейера, направляющая линейка отодвигается на 3...4 мм от заготовки до момента пока ее задний торец не пройдет передний прижим. Перед входом очередной заготовки линейка должна занять свое исходное положение. Реализация модернизации в данном направлении поможет снизить неравномерность износа текстолитовых направляющих.

При эксплуатации существующих станков типа ЦДК оператор в процессе установки пилы (пил) на рабочий вал вынужден совершать неоднократные переходы от главного пульта управления, до места у станка, с которого можно визуальное контролировать положение зубчатого венца пилы по отношению к опорной поверхности подающего конвейера.

Данное обстоятельство сказывается на эмоционально-психологическом состоянии оператора и требует от него дополнительных затрат времени на операцию настройки станка.

На рис. 56 приведена существующая схема управления положением пильного вала 1 станка ЦДК 5. Пильный вал 1 с определенным эксцентриситетом установлен в поворотных дисках 2, которые в свою очередь по внешнему диаметру базируются в опорах 3 по посадке Н7/г6. Через внутренние диаметры поворотных дисков 2 проходит вал 4, который синхронизирует движение дисков 2 в опорах 3. На валу 4 в пространстве между дисками 2 установлено червячное колесо 5, которое находится в кинематическом соединении с червяком 6, управляемым маховиком 7.

На консоли пильного вала 1 установлены пилы 8. Под ними располагаются цепи 9 подающего конвейера, которые находятся в зацеплении с парой ведущих звездочек (на рис. 57 не показаны) и парой ведомых звездочек 10.

На рис. 57 приводится схема управления положением пильного вала станка ЦДК 5 после модернизации.

Как видно из рис. 57, ведомая пара звездочек 10 устанавливается на валу, имеющем сквозную полость, внутри которой располагается вал 11.

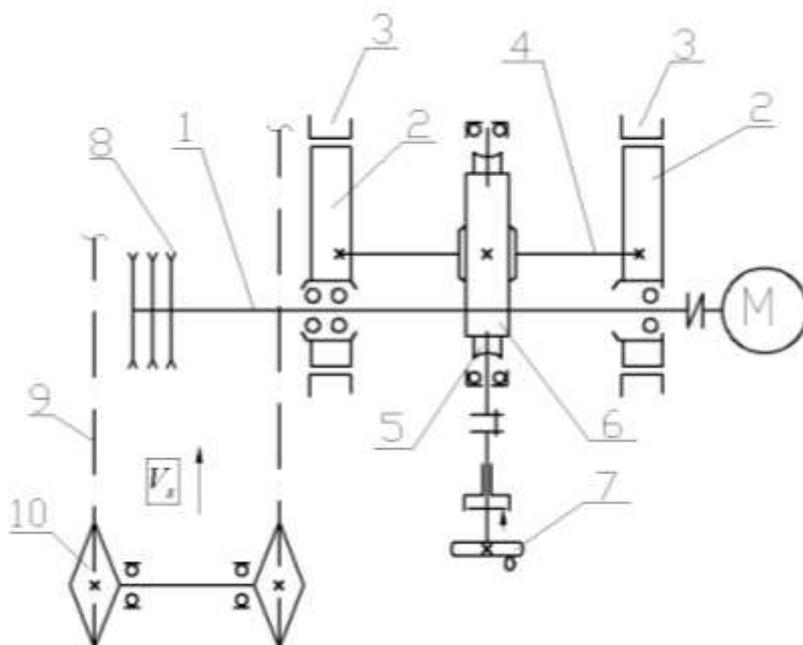


Рис. 56. Существующая схема управления положением пильного вала станка ЦДК 5

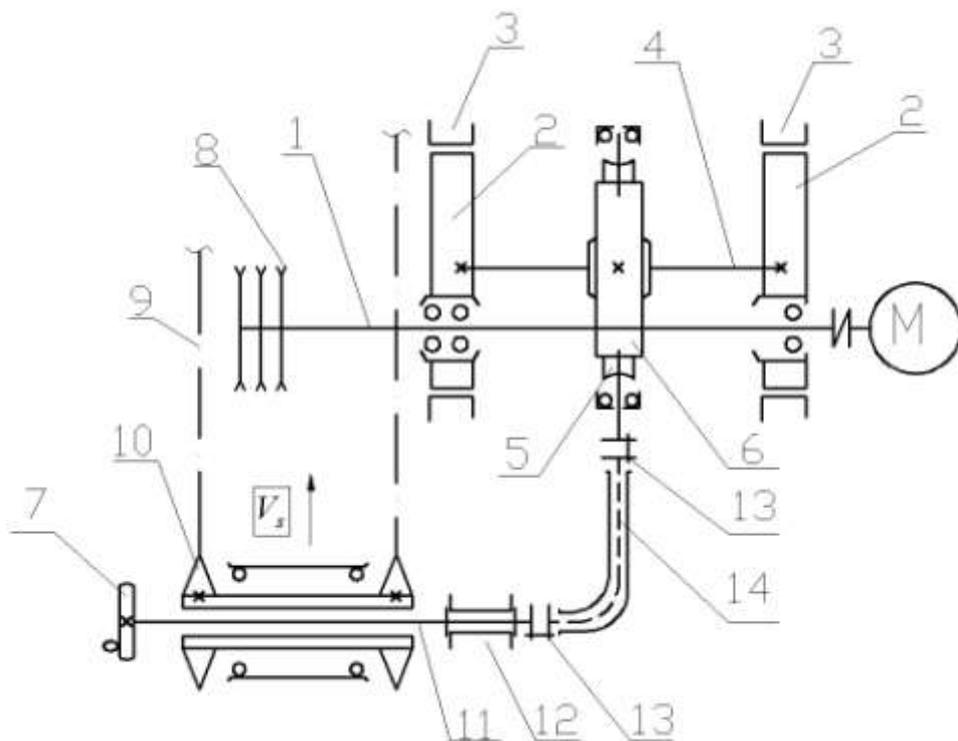


Рис. 57. Схема управления положением пильного вала станка ЦДК 5 после модернизации

На одной консоли вала 11 крепится управляющий маховик 7, а на другой - устанавливается муфта 13, соединяющая этот вал через гибкий вал 14 с червяком 5 механизма поворота пильного вала в его эксцентриковых опорах.

Параметры гибкого вала выбираются в соответствии с ГОСТ 13225-80.

Таким образом, согласно рис.57. оператор будет иметь возможность, не сходя с места позиции наблюдения за положением пильного вала, управлять правой рукой маховиком 7 и одновременно отслеживать меняющееся положение зубчатого венца пилы по отношению к базовой поверхности подающего конвейера.

Раздел 14. Проектирование нестандартного дереворезающего инструмента

14.1. Общие указания по проектированию специального дереворезающего инструмента

Специальным [27] называют режущий инструмент определенного вида (например, пила круглая, фреза сборная, сверло и т. д.), предназначенный для конкретных условий его эксплуатации.

Исходными данными при проектировании специального инструмента служат чертеж на деталь, для обработки которой проектируется инструмент, годовая программа выпуска детали. Характеристика станка, на котором будет установлен инструмент.

На каждом этапе проектирования следует учитывать требования, предъявляемые к дереворезающему инструменту:

- по технологичности изготовления: простота конструкции, экономное расходование дефицитных материалов;
- по надежности эксплуатации: обеспечение заданной производительности обработки. Обеспечение требуемой точности и шероховатости обработанной поверхности, высокие стойкость и ресурс инструмента, безопасность;
- технологичность подготовки к работе: удобство заточки. Простота наладки и установки в станок, удобство уравнивания быстровращающихся инструментов.

14.2. Проектирование сборных фрез

Сборные инструменты (рис. 58) состоят из корпуса 1, сменных режущих элементов 2, устройств их регулирования 3 и закрепления (4, 5). Наличие сменных режущих элементов позволяет существенно уменьшить

расход инструментальных материалов и обеспечивает постоянство диаметра резания.

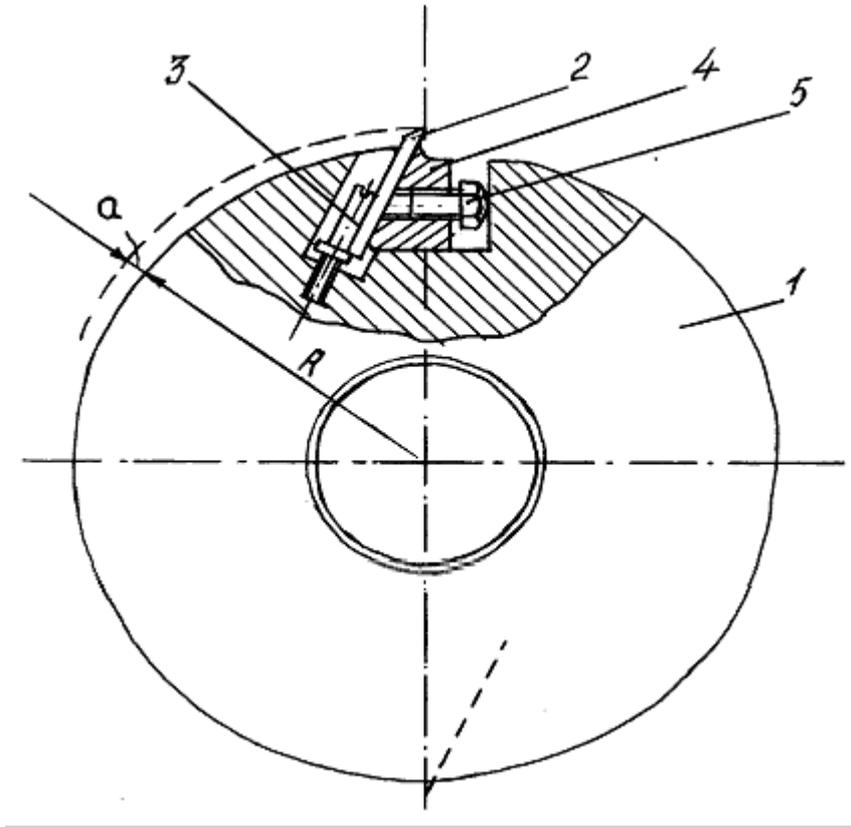


Рис. 58. Сборная фреза с клиновым креплением призматических ножей

В практике деревообработки для плоского цилиндрического фрезерования используют обычно прямые призматические ножи.

Призматический нож (рис. 58) прижимается к стенке корпуса специальной клиновидной планкой 4, с помощью винтов 5. Распорное усилие от каждого винта 5 создается при его вывинчивании из клина 4. Для того чтобы клин не смещался, головки прижимных винтов выполнены со сферической поверхностью.

С помощью регулировочных винтов 3 производится настройка ножей 2 на величину выступа их лезвий по отношению к цилиндрической поверхности корпуса фрезы. Обычно величина выступа ножей типа I толщиной $\delta = 3$ мм по ГОСТ Е567 –75 не превышает 1,5 ...2 мм.

Основные размеры ножей типа I приведены в табл. 17

Параметры ножей

Длина L , мм	Ширина b , мм	Длина L , мм	Ширина b , мм
25; 40; 60	25	40; 60; 80; 90; 100; 110; 130; 140; 170; 200; 260; 310; 325; 410; 610; 810; 1260; 1610	40
25; 40; 60; 80; 90; 100; 110; 130; 140; 170; 200; 260; 310; 325; 410; 610	32		

Ножи типа I однослойные изготавливают из сталей P9; 9X5BФ; X6BФ. Угол заточки $\beta = 40^\circ \pm 2$. Твердость после закалки 55 ... 59 HRC. Данные ножи затачивают по плоской задней поверхности на универсально-заточных или специализированных ножеточильных станках.

Минимальная допускаемая ширина ножа B_{min} по условиям надежного его закрепления составляет 15 ... 20 мм. Разница между начальной B и минимальной B_{min} шириной определяет ресурс ножа. Обычно на переточку предусматривают около половины начальной ширины. Следовательно, начальный размер ширины ножа $B = 25 \dots 50$ мм.

Клиновидная планка 4 для стандартной сборной фрезы представлена на рис. 59.

Клиновидная планка (клин) чаще всего имеет в сечении вид прямоугольной трапеции, высота которой приблизительно равна длине большего основания. Угол у основания трапеции зависит от величины переднего угла резания γ , т. е. $\varphi = 90^\circ - \gamma$.

Размеры клина l и l_1 , количество m распорных винтов выбирают по табл. 19 в зависимости от длины клина L , равной длине ножа.

Неплоскостность поверхности клина, примыкающей к поверхности ножа, не более 0,03 мм на 100 мм длины. Непрямолинейности вершины стружколомателя не должна превышать 0,1 мм на 100 мм длины. Разность в массе клиньев, входящих в комплект фрезы, не должна превышать при массе клина до 100 г – 0,2 г, от 100 до 300 г – 0,3 г, свыше 300 г – 0,1% массы клина. Распорные винты 5 (см. рис. 59) изготавливают из стали 45X или 40X, твердость HRC 35 ... 42.

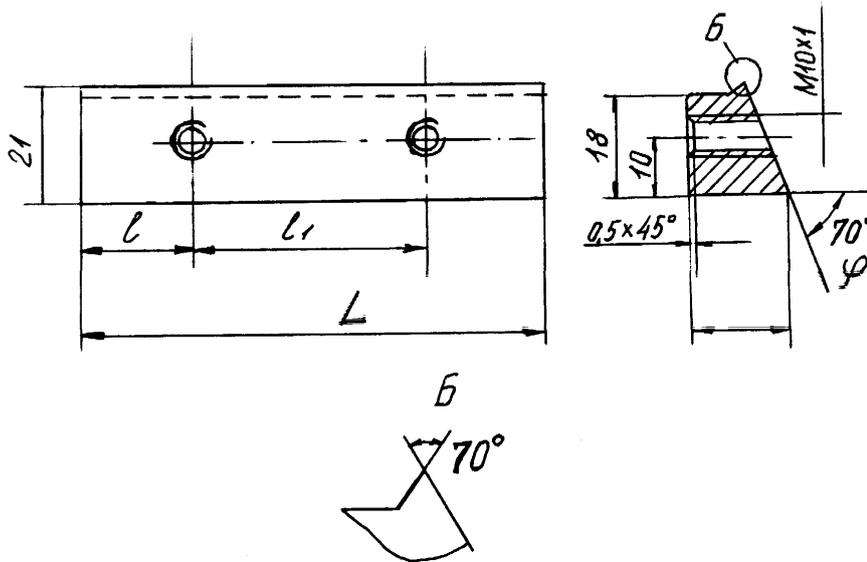


Рис. 59. Чертеж клиновидной планки

Таблица 18

Параметры клиновидных планок

Параметры	Длина клина L , мм								
	25	40	60	90	110	130	170	200	260
l , мм	12,5	7,5	10		25				
l_1 , мм		25		40	30	40	60	50	70
m , штук	1	2			3			4	

Порядок проектирования сборных фрез следующий:

- назначается материал для режущей части фрезы;
- выбирается форма режущего элемента;
- устанавливаются основные линейные и угловые параметры фрезы;
 - определяются конструктивные параметры фрезы;
 - рассчитываются устройства для регулирования и крепления режущих элементов;
- разрабатывается рабочий проект чертежей на фрезу;
- назначаются основные технические требования.

14.2.1. Расчет клинового крепления ножей

Из анализа конструкции сборной фрезы с клиновым креплением ножа (см. рис. 58) можно заключить, что режущий элемент данной фрезы удерживается в процессе вращения исключительно силами трения.

При вращении фрезы на клин и нож действуют центробежные силы F_k и F_n (рис. 60).

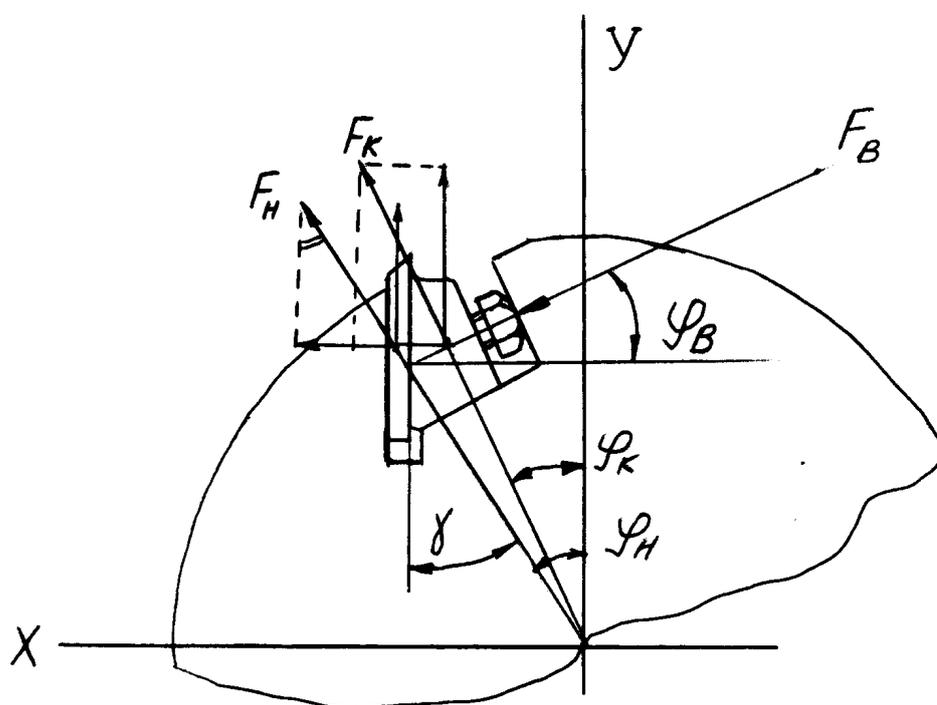


Рис. 60. Схема к расчету клинового крепления ножа

Под действием проекции F_n на ось Y нож стремится выдвинуться из паза корпуса. Этому препятствуют силы трения ножа о стенку паза и о поверхность клина.

Силы трения возникают в результате сил нормального давления со стороны прижимных винтов F_v . Проекция сил на ось X F_{vx} и F_{kx} создают силы трения об обе поверхности, а F_{nx} только о стенку паза. С учетом сказанного условие равновесия ножа можно записать так:

$$F_{HY} \leq f \cdot F_{\epsilon X} + 2F_{\kappa X} + F_{HX}, \quad (98)$$

где f – коэффициент трения, $f = 0,12 \dots 0,18$.

Выразив проекции сил через углы, образуемые векторами центробежных сил клина и ножа, а также силы от прижимных винтов с осями X и Y , получим

$$F_H \cos \varphi_H \leq f \cdot F_{\epsilon} \cdot \cos \varphi_{\epsilon} + 2F_{\kappa} \cdot \sin \varphi_{\kappa} + F_H \cdot \sin \varphi_H \quad (99)$$

Отсюда необходимое усилие затяжки всеми винтами

$$F_{\epsilon} = \frac{F_H \cos \varphi_H - f \cdot F_{\kappa} \cdot \sin \varphi_{\kappa} + F_H \cdot \sin \varphi_H}{2f \cdot \cos \varphi_{\epsilon}} \quad (100)$$

Усилие от затяжки одного винта, 4

$$F_{\epsilon_1} = \frac{2Tl}{2f \cos \varphi_{\epsilon}} = \frac{2Tl}{d_{cp} \operatorname{tg}(\beta + \rho)} \quad (101)$$

где T – усилие на ключе, Н;

l – длина ключа, мм;

d_{cp} – средний диаметр резьбы, мм;

β – угол подъема резьбы, град;

ρ – угол трения, град.

Очевидно, что количество необходимых для крепления винтов может быть найдено путем деления F_{ϵ} на F_{ϵ_1} .

Пример. Дано: диаметр сборной фрезы $D = 180$ мм, ширина – 170 мм. Частота вращения $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$. Масса ножа $m_H = 0,16$ кг, масса клина $m_{\kappa} = 0,5$ кг; угол приложения сил от прижимных винтов $\varphi_{\epsilon} = 20^{\circ}$. Углы действия центральной силы и радиусы центра масс клина и ножа соответственно $\varphi_{\kappa} = 29^{\circ}$, $\tau_{\kappa} = 73$ мм; $\varphi_H = 38^{\circ}$, $\tau_H = 74$ мм. Крепежный винт – М10×1; $d_{cp} = 9,35$; усилие на ключе $T = 20$ Н, плечо ключа $l = 70$ мм, $\beta = 2^{\circ} 30'$, $\rho = 8^{\circ} 30'$. Углы действия центробежных сил ножа и клина $\varphi_H = 38^{\circ}$, $\varphi_{\kappa} = 28^{\circ}$.

Определить количество винтов, необходимых для крепления.

Решение.

1. Окружная скорость центра масс клина и ножа, м/с

$$V_{\kappa} = \frac{2\pi \cdot 73 \cdot 4500}{60000} = 34,4$$

$$V_H = \frac{2\pi \cdot 74 \cdot 4500}{60000} = 34,87$$

2. Центробежные силы системы клин–винты и ножа, Н

$$F_k = \frac{mV^2}{R} = \frac{0,5 \cdot 34,4^2}{0,073} = 8105,2$$

$$F_n = \frac{0,16 \cdot 34,87^2}{0,074} = 2629$$

3. Усилие от затяжки одним винтом по формуле (101), Н

$$F_{e1} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 70}{9,35 \cdot \operatorname{tg} 1^\circ 30' + 8^\circ 30'} = 1540$$

4. Необходимое усилие затяжки всеми винтами по формуле (100). При этом $\varphi_n = 38^\circ$, $\varphi_k = 28^\circ$ и соответственно, Н

$$\cos \varphi_n = \cos 38^\circ = 0,788; \sin \varphi_n = \sin 38^\circ = 0,615;$$

$$\sin \varphi_k = \sin 28^\circ = 0,469; \cos \varphi_e = \cos 20^\circ = 0,94$$

$$F_e = \frac{2629 \cdot 0,788 - 0,15 \cdot 1 \cdot 8105 \cdot 0,469 + 2629 \cdot 0,615}{2 \cdot 0,15 \cdot 0,94} = 2442$$

5. Количество необходимое для крепления винтов, шт

$$n = \frac{F_e}{F_{e1}} = \frac{2442}{1540} = 1,58$$

Принимаем $n = 2$ шт.

Раздел 15. Фактор точности в процессе эксплуатации фрез

15.1. Общие сведения, основные виды фрезерования

Фрезерование – процесс резания вращающимися лезвиями, в котором траекторией резания является циклоида. Технологической целью фрезерования является преимущественно окончательное формирование поверхностей деталей.

В дереворежущих станках рабочий процесс фрезерования организуется, как правило, приданием инструменту движения (главного), а обрабатываемой заготовке – поступательного движения (подачи).

Различают следующие виды фрезерования: *цилиндрическое*, при котором ось вращения инструмента параллельна обрабатываемой

поверхности, а лезвия описывают цилиндрические поверхности; *коническое*, при котором ось вращения инструмента наклонена под углом к поверхности, а лезвия описывают конические поверхности; *торцовое*, при котором ось вращения инструмента перпендикулярна обрабатываемой поверхности, боковые лезвия резцов описывают цилиндрические поверхности, а торцовые - поверхность кольца или круга.

По направлению подачи заготовки относительно направления вращения инструмента различают фрезерование встречное и попутное.

Ниже рассматривается основной вид – цилиндрическое продольное фрезерование со встречной подачей.

Скорость резания при фрезеровании обозначим через V_G , а скорость подачи - V_S .

Ввиду малости отношения V_S / V_G , взятых в одной размерности различие между абсолютной траекторией резания (циклоидой) и окружностью резания не велико. Поэтому для упрощения формул можно с некоторой погрешностью (до $\pm 3\%$) принимать траекторию, описываемую лезвием резца в древесине, за окружность радиуса R .

Неровности на фрезерованной поверхности имеют вид волн, размеры которых характеризуются длиной l и глубиной y , отвечающей тому или иному уровню шероховатости.

В соответствии с нормами шероховатость поверхности заготовки по параметру $R_{z\max}$, обработанной на фрезерных станках, не должна превышать $y \leq 60$ мкм.

Шероховатость фрезерованных поверхностей заготовок определяется наличием кинематических неровностей и неровностей разрушения. Решающее влияние на величины этих неровностей оказывает скорость подачи заготовок, а также точность инструмента, определяемая разностью радиусов резания $\Delta = R_1 - R_2$.

15.2. Определение скорости подачи с учетом точности фрезы

Кинематические неровности на обработанных поверхностях при фрезеровании имеют вид волн (рис.61), размеры которых характеризуются длиной l и глубиной y , отвечающей тому или иному уровню $R_{z\max}$.

Как видно из рис.61 а, при условии, что точность фрезы по критерию $R_1 - R_2 > R_{z\max}$, поверхность формируется одним наиболее выступающим резцом. В этом случае подача на один оборот фрезы составит $S_0 = l_1$. Если же точность фрезы будет удовлетворять условию:

$R_1 - R_2 < R_{z \max}$, участие в формировании поверхности будут принимать два диаметрально расположенных резца. При этом подача за один оборот фрезы составит

$$S_0 = l_1 + l_2, \quad (102)$$

где l_1 и l_2 – длины волн соответственно от первого и второго резца.

Длины волн l_1 и l_2 могут быть учтены как хорды соответствующих окружностей с радиусами R_1 и R_2 .

В общем случае длина хорды находится по известной формуле

$$A = 2\sqrt{2hR - h^2}, \quad (103)$$

где h – высота сегмента, отсекаемого от окружности данной хордой A ;

R – радиус окружности, описываемой данным резцом.

Исходя из формулы (102) подача на один оборот может быть представлена в виде суммы двух хорд

$$S_0 = 2\sqrt{2h_1R_1 - h_1^2} + 2\sqrt{2(h_1 - \Delta)(R_1 - \Delta) - (h_1 - \Delta)^2} = \quad (104)$$

$$= 2[\sqrt{2h_1R_1 - h_1^2} + \sqrt{2(h_1 - \Delta)(R_1 - \Delta) - (h_1 - \Delta)^2}]$$

В формуле (104) для сокращения неизвестных радиус R_2 выражен через R_1 , т.е. $R_2 = R_1 - \Delta$, а h_2 – через h_1 , т.е. $h_2 = h_1 - \Delta$.

После упрощения формула (104) преобразуется в следующий вид

$$S_0 = 2[\sqrt{2h_1R_1 - h_1^2} + \sqrt{2h_1R_1 - 2\Delta R_1 - h_1^2}], \quad (105)$$

где R_1 – номинальный радиус окружности резания;

Δ – фактическая точность инструмента, мм.

Для удобства пользования формулой (105) вместо R введем значение D , а величину h_1 приравняем величине $R_{z \max} = 60$ мкм.

В результате формула (105) окончательно примет вид

$$S_0 = 2[\sqrt{0,06D - 0,0036} + \sqrt{0,06D - \Delta D - 0,0036}], \quad (106)$$

где D – номинальный диаметр окружности резания, мм;

Δ – точность фрезы, мм.

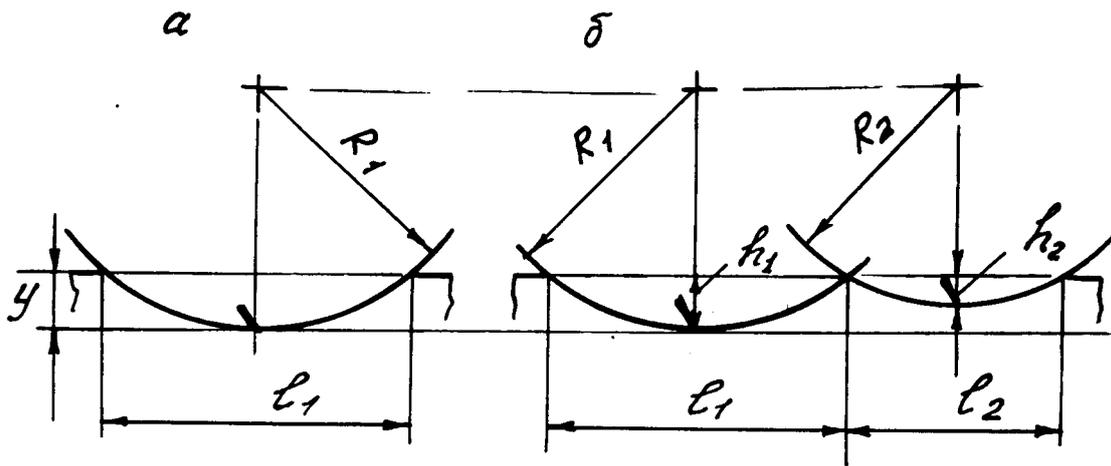


Рис. 61. Кинематические неровности при фрезеровании

а – в формировании поверхности принимает участие только один резец;
 б – в формировании поверхности принимают участие два резца.

Данная формула позволяет определить значение максимальной подачи детали за один оборот непосредственно на основании данных о диаметре инструмента и его точности.

По известной методике проф. Ф.М. Манжоса [14] значение S_0 можно определить по формуле

$$S_0 = l + \sqrt{l^2 - 4D\Delta} \quad (107)$$

где l – предельная длина волны для данного диаметра фрезы и заданного уровня шероховатости обрабатываемой поверхности;

D – номинальный диаметр фрезы;

$\Delta = R_1 - R_2$ – точность фрезы.

Приведем пример расчета S_0 для условий: диаметр окружности резания $D = 120$ мм; заданный уровень шероховатости $R_{z \max} \leq 60$ мкм; точность установки ножей в сборной фрезе $\Delta = 0,04$ мм.

По методике [14] для данного случая находим табличное значение предельной длины волны $l_{\max} = 5,4$ мм. После подстановки этих данных в формулу (107) получим

$$S_0 = 5,4 + \sqrt{(5,4)^2 - 4 \cdot 120 \cdot 0,04} = 8,56 \text{ мм}$$

Для того чтобы воспользоваться формулой (106) достаточно знать Δ и D .

В итоге получим, S_0 мм

$$\begin{aligned} S_0 &= 2[\sqrt{0,06 \cdot 120 - 0,0036} + \sqrt{0,06 \cdot 120 - 0,04 \cdot 120 - 0,0036}] = \\ &= 2[\sqrt{7,1964} + \sqrt{2,3964}] = 8,46 \end{aligned}$$

Как видим, получили вполне сопоставимые результаты. Но, для большей оперативности удобнее пользоваться формулой (106). В случае,

когда точность $\Delta = 0$ и два резца формируют поверхность заготовки, подача на один оборот по формуле (107) составит $S_0 = 10,73$ мм, а по формуле (106) – $S_0 = 10,8$ мм. При этом скорость подачи может быть увеличена в два раза.

Практическое значение имеет повышение точности инструмента до 0,02; 0,03; 0,04 и 0,05 мм. Так для рассматриваемого выше примера скорость подачи при точности $\Delta = 0,04$ мм и частоте вращения ножевого вала $n = 5100$ мин⁻¹ составит

$$V_s = \frac{S_0 n}{1000} = \frac{8,46 \cdot 5100}{1000} = 43,1 \text{ м/мин}$$

Учитывая тот факт, что на практике скорость подачи чаще всего не превышает 20...25 м/мин, применяемые до настоящего момента обороты ножевого вала, могут быть снижены до значения

$$n = \frac{V_s 1000}{S_0} = \frac{25000}{8,46} = 2955 \text{ мин}^{-1},$$

т.е. частоту вращения ножевого вала можно уменьшить до 3000 ... 4000 мин⁻¹ при обеспечении достаточной точности режущего инструмента.

Как отмечается авторами [27], в настоящее время наблюдается тенденция к снижению частоты вращения и диаметра резания дереворежущих фрез.

Уменьшение частоты вращения до 2000 ... 3000 мин⁻¹ позволяет снизить уровень шума при фрезеровании до санитарных норм, без каких либо дополнительных мероприятий. В этом состоит одно из главных преимуществ высокоточного инструмента.

15.3. Установка ножей в ножевых валах сборных фрез

По общей классификации ножевые валы и ножевые головки относятся к категории сборных фрез, состоящих из корпуса, сменных режущих элементов и устройств их регулирования и закрепления, см. рис.62.

В качестве режущих элементов на фуговальных станках используют ножи плоской формы, которые изготавливают по ГОСТ 6567-75.

Основные параметры ножей:

- ширина ножа, $B = 25 - 40$ мм;
- толщина ножа, $a = 3$ мм;
- угол заточки, $\beta^0 = 40^0$.

Однослойные ножи фуговальных станков изготавливают из инструментальных легированных сталей Х6ВФ, 8Х4В4Ф1 и др.

Основным достоинством сборных фрез, выполненных в виде ножевых валов и кромкофуговальных головок,

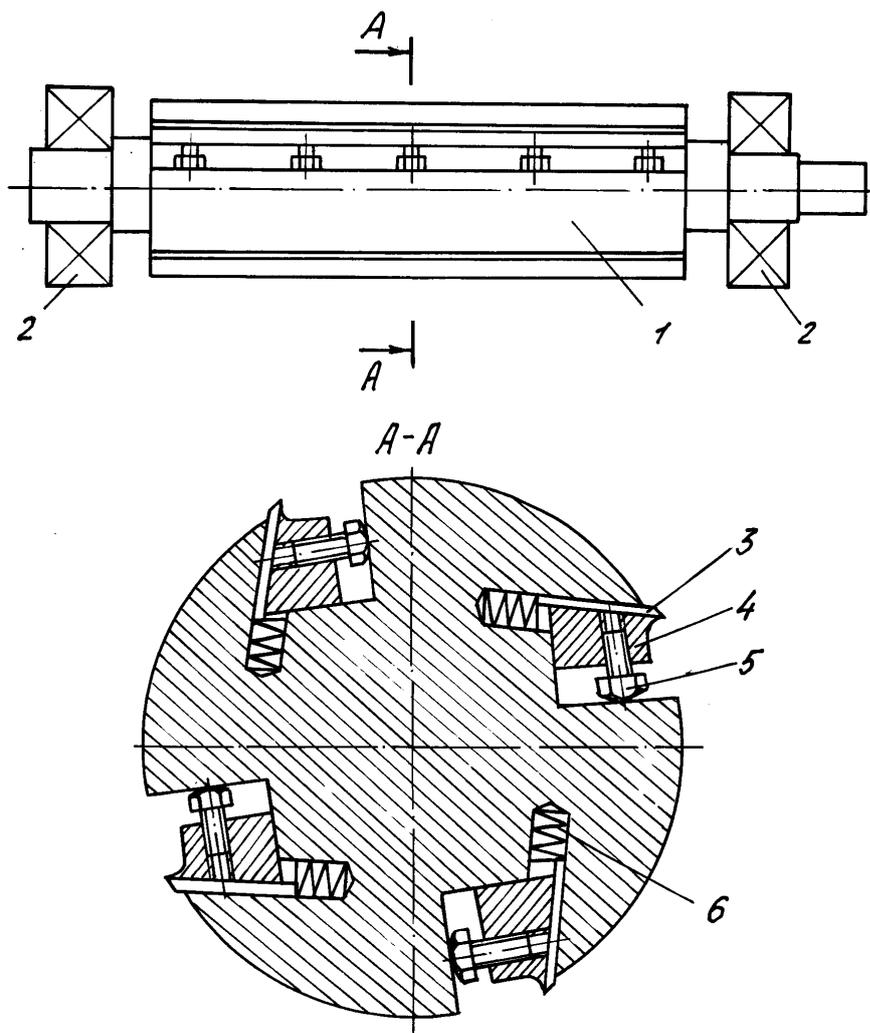


Рис. 62. Ножевой вал фуговального станка СФК6-1:
 1 – корпус, 2 – подшипники, 3- нож, 4 – прижимной клин,
 5 – винт, 6 – пружина.

является экономия дорогостоящих легированных инструментальных материалов, поскольку материалом для изготовления служит обычная конструкционная сталь (сталь 45).

Сборные фрезы со сменными регулируемыми ножами обеспечивают сохранение диаметра резания в процессе эксплуатации.

Обычно в ножевых валах и головках фуговальных станков устанавливают два или четыре ножа с центробежно-клиновым креплением (рис. 62). Нож 3 удерживается в пазу корпуса 1 клиновой планкой 4, подпираемой винтами 5. При вывинчивании винтов 5 клин прочно закрепляет нож в корпусе. Во время вращения инструмента под действием центробежных сил возрастают удерживающие нож силы трения. Поэтому силы затяжки крепежных винтов невелики и составляют на ключе с рукояткой длиной 100 мм 30 - 40 Н.

Перед закреплением ножи регулируют для установки на один диаметр окружности резания. Для облегчения этой операции при высоких

требованиях к точности установки ножей ($\Delta = 0,02 - 0,05$ мм) в большинстве случаев ножевые валы или головки снабжают либо пружинами 6 (рис. 62) или регулировочными винтами 1 (рис. 58).

Как видно по рис. 63, в одном случае регулируемый нож 2 выдвигается по мере вывинчивания винта 1 из резьбового отверстия в корпусе фрезы, а в другом случае данная операция обеспечивается вывинчиванием винта из специальной прямоугольной шайбы 3. У каждого из этих способов есть свои достоинства и недостатки.

На рис. 63 видно также, что установочные винты 4 в отличие от обычных крепежных винтов имеют так называемую сферическую головку. Это позволяет снизить эффект смещения клиновидной планки 5 и ножа 2 из-за рассогласования геометрической и фактической оси вращения винтов 4.

Процесс обработки заготовок на фуговальных станках сопровождается износом (затуплением) инструмента. Вследствие износа теряется режущая способность ножа и меняется его микрогеометрия, которую принято представлять в виде цилиндрической поверхности с радиусом затупления ρ . Острый нож имеет радиус затупления порядка 5 ... 10 мкм.

По мере износа инструмента радиус ρ увеличивается и составляет для затупившихся ножей 30 ... 40 мкм.

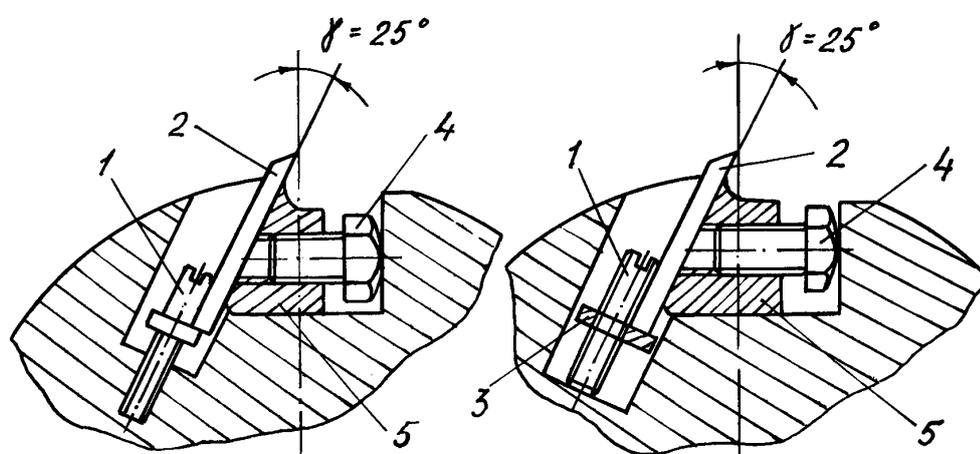


Рис. 63. Варианты установки регулировочных винтов.

Для снижения скорости затупления ножей и повышения периода их стойкости необходимо уменьшать силы, действующие на нож, увеличивать твердость материала ножа за счет соответствующей термообработки, обеспечивать качественную заточку и доводку ножей.

15.4. Подготовка ножей сборных фрез

Подготовка ножей к работе заключается в балансировке, уравнивании, заточке, доводке и прифуговке.

Балансировку ножей выполняют для того, чтобы добиться совпадения положения центра массы ножа с серединой его длины. Это позволяет существенно снизить уровень вибрации инструмента при вращении с большой частотой. Балансировку ножей выполняют на специальных балансировочных весах. Допускаемая величина дисбаланса не должна превышать 0,4 % массы ножа.

Уравнивание ножей заключается в попарной подгонке их по массе. В результате при работе уменьшается неуравновешенная центробежная сила инерции. При уравнивании нож укладывают поперек коромысла весов и лезвием прижимают к упору. Из каждой рабочей пары ножей выявляется нож с наибольшей массой и с его продольной грани стачивается избыточная часть металла. Допускаемая величина неуравновешенности не должна превышать 0,4 % массы ножа.

Балансировку ножей желательно повторять после 5...6 переточек.

Заточка ножей заключается в восстановлении их режущих свойств, т.е. первоначальной остроты. В процессе заточки необходимо обеспечить высокую остроту лезвия ($\rho = 5...7$ мкм), его прямолинейность (не более 0,05 мм на длине 1000 мм), заданную шероховатость задней грани ножа

($R_a \leq 0,8$) и постоянство угла заострения ($\beta = 40 \pm 1^\circ$).

Ножи фуговальных станков затачиваются торцом чашечно-цилиндрического абразивного круга по задней грани на ножеточильных станках типа ТчН.

Доводку ножей выполняют для снижения шероховатости граней ножей и повышения остроты режущей кромки. Доводку выполняют сначала по задней, затем по передней грани ножа кругообразными движениями оселка, постепенно снижая давление и периодически смачивая оселок водой. Ширина доводочной фаски по задней грани в зоне лезвия составляет 0,5...1,0 мм.

15.4.1. Установка ножей применительно к фуговальным станкам

Установка ножей состоит в их выверке и закреплении в корпусах ножевого вала и кромкофуговальной головки. К установке ножей предъявляют следующие требования:

- лезвия ножей должны располагаться на одной окружности резания с точностью $\Delta \leq 0,02...0,05$ мм при обеспечении их параллельности оси инструмента (допускаемая непараллельность 0,5 мм на длине 1000 мм);

- непараллельность лезвия установленного ножа рабочей поверхности заднего стола не должна превышать 0,1 мм на длине 1000 мм;

- окружность резания ножей должна располагаться на 0,02...0,03 мм выше рабочей плоскости заднего стола;

- выставка ножа из корпуса ножевого вала не должна превышать 3 мм для обеспечения достаточной жесткости его рабочей части.

Перед установкой ножей в ножевой вал необходимо:

- освободить распорные винты крепления ножей и снять затупившиеся ножи и клиновые планки;

- очистить опорные поверхности ножей, клиновых планок и пазы корпуса ножевого вала от стружки и пыли.

Жесткие требования к точности установки ножей определяют значительную трудоемкость этой операции. Для облегчения точной выставки ножей разрабатываются специальные приборы и приспособления.

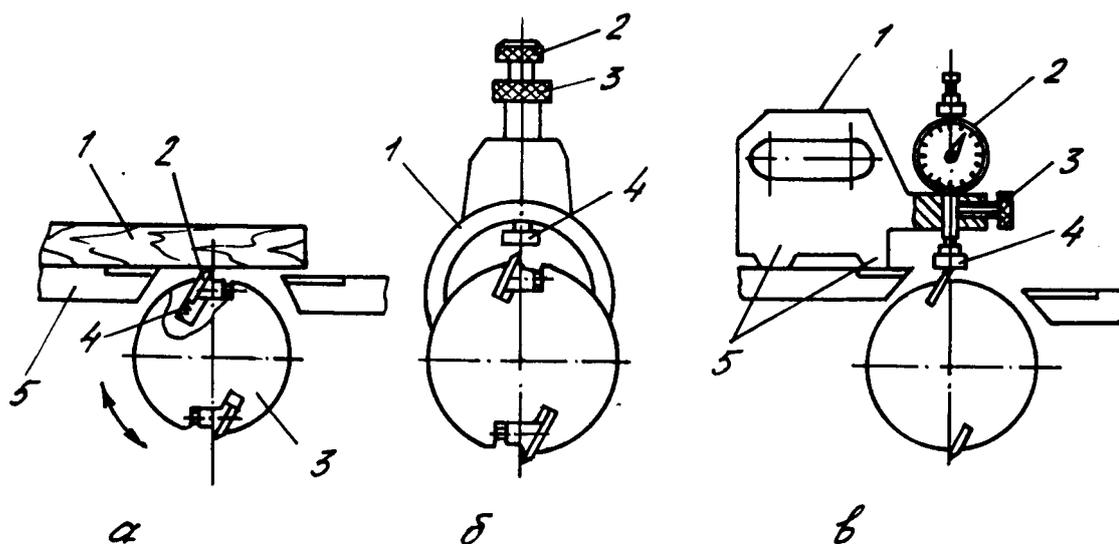


Рис. 64. Выверка ножей в ножевом валу фуговального станка:

а – деревянным бруском или поверочной линейкой; *б* - шаблоном;

в – приспособлением с индикатором.

В простейшем случае установку ножей выполняют при помощи деревянного бруска сечением 30x50 мм и длиной 400 мм (рис.64,*а*) из древесины твердых лиственных пород.

Брусок 1 укладывают на задний стол станка так, что его консольная часть располагается над ножевым валом 3. Заточенный нож 2 выдвигается до касания лезвия с поверхностью бруска при помощи пружин 4 или регулировочных винтов. Нож сначала выверяют с одного конца вала и слегка закрепляют распорным винтом. Затем за счет перестановки бруска

выверяют положение другого конца ножа. Когда лезвие ножа по всей длине будет касаться опорной поверхности бруска, распорные винты окончательно подтягивают. Также устанавливают второй нож. Установку ножей можно производить с помощью шаблона, выполненного в виде скобы (рис.64,б). Корпус 1 шаблона базируется на цилиндрической поверхности ножевого вала. Вращая винт 2, устанавливают и фиксируют гайкой 3 такое положение торцевой плоскости упора 4 по высоте, которое обеспечило бы оптимальный выступ ножа над корпусом ножевого вала. При выставке каждый нож выдвигается до касания с плоскостью упора. Перемещая скобу вдоль ножевого вала, добиваются параллельности лезвий ножей оси вала.

Приспособление с индикатором (рис.64,в) позволяет устанавливать лезвия ножей на одной окружности резания с точностью до 0,02 мм. Это приспособление представляет собой корпус 1 в основании которого имеются точно шлифованные пластики 5. На консоли корпуса 1 с помощью винта 3 устанавливается индикатор 2 часового типа с ценой деления 0,01 мм. При установке приспособления на задний стол станка ножи выдвигаются, перемещая упор индикатора вверх. Контроль положения ножей ведут по шкале индикатора.

Рассмотренные выше методы установки ножей являются наиболее известными. Наряду с этими методами заслуживают внимание еще ряд предложений, обеспечивающих более высокие технико-экономические показатели, в проводимой операции по установке ножей.

15.4.2. Установка ножей по методу кольцевого базирования

Этот метод впервые был защищен авторским свидетельством СССР № 460996 с приоритетом от 1973 г. сотрудниками Ленинградской лесотехнической академии Лобановым Л.А. и Герчиковым Л.З.

Суть этого метода (рис.65) заключается в том, что по краям корпуса фрезы 1 устанавливаются по неподвижной посадке два кольца 2.

По внутреннему диаметру колец 2 ножи имеют возможность располагаться на единой базовой поверхности.

При этом точность установки ножей зависит главным образом от точности изготовления колец 2 и способа их сопряжения с корпусом.

Для того чтобы эта задача решалась наиболее полно, на кафедре станков и инструментов УГЛТУ было предложено: после установки колец 2 по краям корпуса фрезы производить окончательную обработку этих колец по внутреннему диаметру одновременно с обработкой подшипниковых шеек вала сборной фрезы.

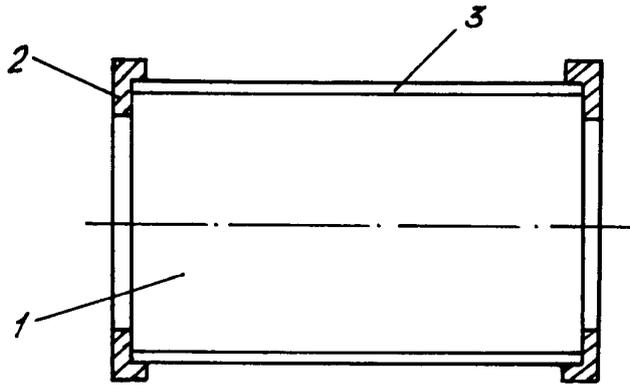


Рис. 65. Сборная фреза с установочными кольцами.

Это обеспечивает наиболее высокий уровень соосности базовых поверхностей установочных колец.

Конструктивно установка ножей по методу кольцевых баз показана на рис. 66.

Для того чтобы внутренний диаметр колец не препятствовал осевому смещению ножей в процессе их установки, в кольцах предусматриваются специальные радиальные пазы. Количество радиальных пазов соответствует числу пар установленных ножей.

Контакт лезвия ножа с установочной поверхностью обеспечивается либо усилием пружин (рис.62), на которые опирается нож, либо за счет вывинчивания специальных установочных винтов 1 (рис.63). При этом в месте контакта лезвия с кольцом могут возникать достаточно высокие контактные напряжения. С учетом многократного повторения настроечных операций в зоне контакта могут наблюдаться явления износа триботехнического характера.

Поэтому усилие при контакте лезвий ножей с установочной базой должно быть ограничено определенным допуском. На кафедре станки и инструменты УГЛТУ экспериментально было установлено, что удельная сила прижима ножа к базовой поверхности кольца в среднем не должна превышать 2...3 (Н) на 1 мм ширины контактной поверхности кольца, выполненного из конструкционной стали 45. В этом случае величина контактной деформации практически не сказывается на конечном результате точности установки ножей.

По данным кафедры станки и инструменты на основе метода кольцевого базирования точность установки ножей может быть обеспечена в пределах до 0,03 мм.

Вероятную разность в радиусах резания ножей можно вычислить по формуле

$$\tau = \frac{1}{2} \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + 2\Delta_3^2 + \Delta_4^2}, \quad (108)$$

где Δ_1 – погрешность формы опорной поверхности кольца;

Δ_2 – погрешность, вызванная неравномерным смятием лезвия ножа при его контакте с опорной поверхностью кольца;

Δ_3 – погрешность, определяемая несоосностью базирующих и установочных поверхностей кольца;

Δ_4 – погрешность, определяемая зазором при посадке кольца на корпус фрезы.

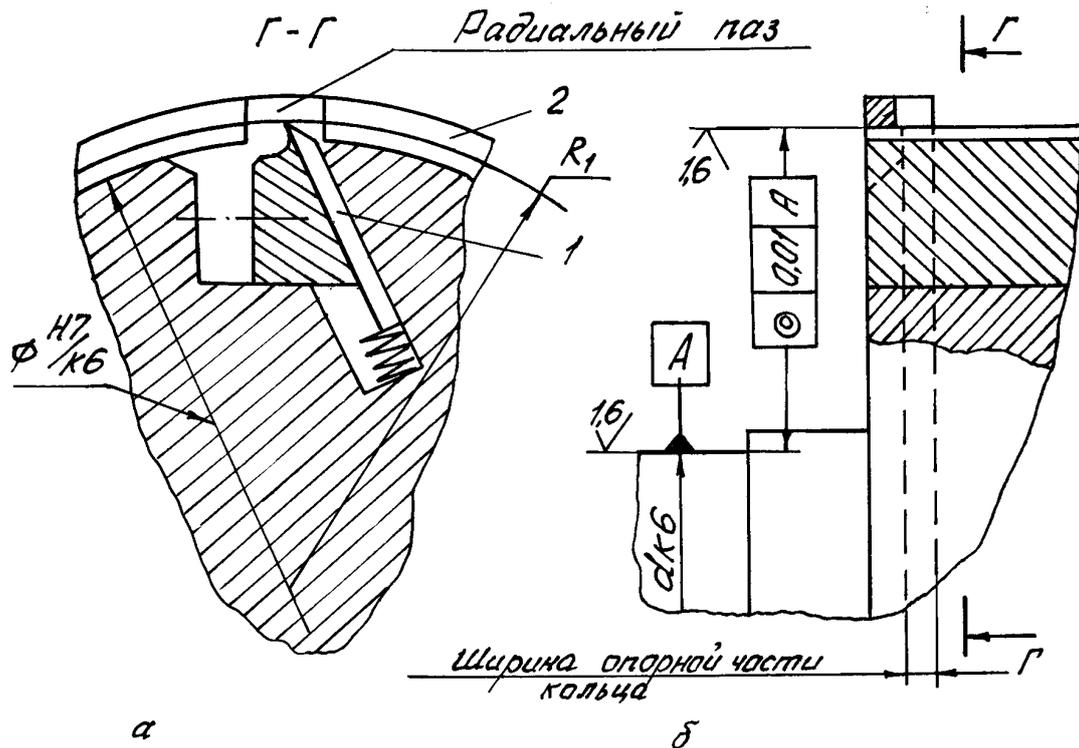


Рис.66. Установка ножей по методу кольцевых баз

15.5. Динамическая прифуговка ножей как метод выравнивания радиусов резания

Наряду с механическими способами установки ножей на практике находит применение особый метод выравнивания радиусов резания, получивший название динамической фуговки. Этот метод заключается в сошлифовывании с ножей части материала мелкозернистым оселком при вращении инструмента с нормальной рабочей скоростью. Суппорт с абразивным бруском (24АМ28С1К) осторожно подводят к окружности резания ножей. При появлении искр выполняют продольную подачу со

скоростью 1... 2 м/мин. Поперечную подачу (0,005 мм на двойной ход) осуществляют, надвигая брусок на ножи, когда он находится за пределами вала. Фугование проводят до тех пор, пока не появятся фаски на всех ножах. Ширина фуговочной фаски не должна превышать 0,15... 0,5 мм, что требует [13] достаточно точной предварительной выставки всех ножей на один номинальный радиус резания.

Фугование ножей позволяет улучшить качество обработки за счет повышения точности сборной фрезы.

В современных учебниках по дисциплинам "Оборудование отрасли" и "Резание древесины" [13,28] указывается, что для обработки древесины со скоростью подачи свыше 20 м/мин обязательна динамическая (при вращении инструмента с нормальной рабочей скоростью) фуговка ножей с целью выравнивания их радиусов резания. Однако ни в одном из указанных источников и других работах не рассматривается вопрос взаимосвязи предельно допустимой фаски (обозначим ее буквой A) и той степени неточности Δ , которую имела данная фреза до момента ее прифуговки.

Согласно рис.67 величина фугованной фаски для заданных параметров фрезы в первом приближении может быть найдена из треугольников ВСМ и ВСД как разность отрезков ВМ и ВД.

Конечное выражение взаимозависимости размера фугованной фаски A и исходной точности инструмента Δ будет иметь вид

$$A = \Delta[\operatorname{tg}(\beta + \gamma) - \operatorname{tg} \gamma], \quad (109)$$

где β – угол заострения лезвия ножа, град;

γ – передний угол резания фрезы, град.

Фактический размер фаски соответствует длине дуги KL (рис.68), которая образуется в результате пересечения окружности R_2 с линиями передней и задней грани резца.

При известных значениях координат точек К и L кратчайшее расстояние между ними может быть найдено из выражения

$$A = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}, \quad (110)$$

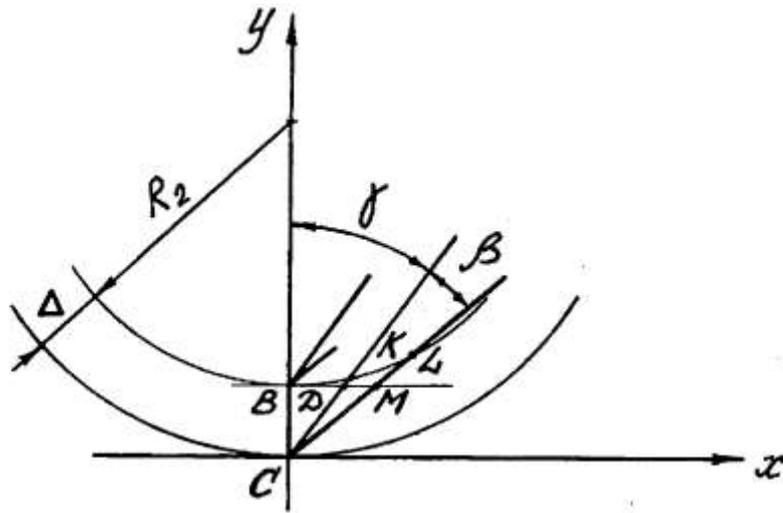


Рис. 67. Расчетная схема по определению фугованной фаски

где A – расстояние между координатами точек К и L:

x_1, y_1 – координаты точки К:

x_2, y_2 – координаты точки L.

Для нахождения координат точек К и L необходимо составить и решить соответствующие системы уравнений окружности с радиусом R_2 и прямых в плоскости передней и задней грани.

Согласно рис.7 уравнение окружности будет иметь вид

$$x^2 - (y - y_0)^2 = R^2, \quad (111)$$

где $x_0 = 0$ и $y_0 = R + \Delta$ - координаты окружности.

Уравнение прямой, находящейся в плоскости передней грани

$$y_1 = \operatorname{tg}(90 - \gamma)x_1, \quad (112)$$

где γ – передний угол, град;

x_1 и y_1 - координаты точки К.

Уравнение прямой, находящейся в плоскости задней грани

$$y_2 = \operatorname{tg}(90 - \gamma - \beta)x_2, \quad (113)$$

где β – угол заострения резца, град;

x_2 и y_2 – координаты точки L.

Для нахождения координат точек К и L системы уравнений будут иметь вид

$$\begin{cases} x_1 = y_1 \operatorname{ctg}(90 - \gamma) \\ x_1 = \sqrt{R^2 - [y_1 - (R + \Delta)]^2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_2 = y_2 \operatorname{ctg}(90 - \gamma - \beta) \\ x_2 = \sqrt{R^2 - [y_2 - (R + \Delta)]^2} \end{cases}$$

Решим задачу по определению величины фугованной фаски для конкретного случая:

Диаметр фрезы $D = 200$ мм;

Предварительная точность установки резцов $\Delta = 0,2$;

Контурные углы резания $\gamma = 25^{\circ}$, $\beta = 40^{\circ}$.

Координатный метод определения взаимозависимости рассматриваемых параметров позволил подтвердить корректность некоторых упрощений при решении данной задачи более простым геометрическим способом. При этом расхождения результатов расчетов не превысили 1 %.

Например для условия : $\gamma = 30^{\circ}$; $\beta = 40^{\circ}$; $\Delta = 0,1$ мм; радиус резания $R = 50$ мм величина фаски A по формуле 16 составила $A_1 = 0,21701$ мм, а по уточненным расчетам $A_2 = 0,21913$. Процентное расхождение оказалось всего 0,967 %

Таким образом, для ведения практических расчетов по определению величины фугованной фаски в зависимости от исходной точности инструмента вполне можно пользоваться формулой (109).

15.5. Применение гидропластмассы в устройствах для установки насадных сборных фрез

15.5.1. Общие сведения применения гидропластмассовых зажимных устройств

Точность установки насадных (периодически переустанавливаемых) фрез зависит от способа центрирования их на посадочном участке шпинделя. Наиболее простой способ центрирования – непосредственная установка фрезы на шпинделе по скользящей посадке с последующим зажимом ее гайкой.

В этом случае погрешность установки фрезы по критерию эксцентricности между осями шпинделя и посадочного отверстия фрезы может достигать $\geq 0,05$ мм.

Более высокую точность установки насадной фрезы обеспечивает распространенный в отечественной практике способ крепления инструмента с помощью конусных цанговых втулок [27].

Недостатком этого способа крепления фрез является относительно высокая технологическая сложность изготовления цанг и их недостаточная надежность при эксплуатации.

В зарубежных моделях станков получили распространение гидрозажимные устройства для закрепления фрез (рис. 68).

Данное гидрозажимное устройство в виде упруго-деформируемой втулки, размещенной в корпусе фрезы, выполняет одновременно и центрирующие и зажимные функции.

При воздействии гидропластмассы стенки втулки деформируются, благодаря чему осуществляется процесс самоцентрирования ее по отношению к оси шпинделя.

Таким образом, для осуществления данного способа центрирования необходимо, чтобы каждая из устанавливаемых фрез включала в себя гидрозажимной механизм.

С целью сокращения затрат на изготовление гидрозажимных механизмов предлагается устанавливать их не в корпусах фрез, а непосредственно на рабочем шпинделе (рис. 69).

15.6. Примеры использования гидрозажимных устройств

Как видно из рис. 68, самоцентрирующаяся втулка 2 устанавливается на консоли шпинделя 1 по напряженной посадке, после чего наружная поверхность втулки обрабатывается до нужного посадочного размера корпуса фрезы 3. Самоцентрирование корпуса фрезы 3 по отношению к оси шпинделя достигается за счет разжима наружной поверхности втулки 2 на участке с утонченными стенками, на которые может воздействовать находящаяся под давлением гидропластмасса. Для размещения гидропластмассы в шпинделе имеется один осевой канал и два сквозных радиальных канала. Один радиальный канал служит для сообщения осевого канала с внутренней полостью тонкостенной втулки 2, а другой – выполняет функции выпускного отверстия.

В рабочем состоянии канал с выпускными отверстиями закрыт винтами-заглушками 4. Рабочее давление гидропластмассы обеспечивается при завинчивании нажимного винта 5, который в свою очередь воздействует на плунжер 6. Таким образом, нажимной винт 5 с плунжером 6 образуют силовой узел. Размеры нажимных винтов и плунжеров для самоцентрирующих приспособлений нормализованы [29,30].

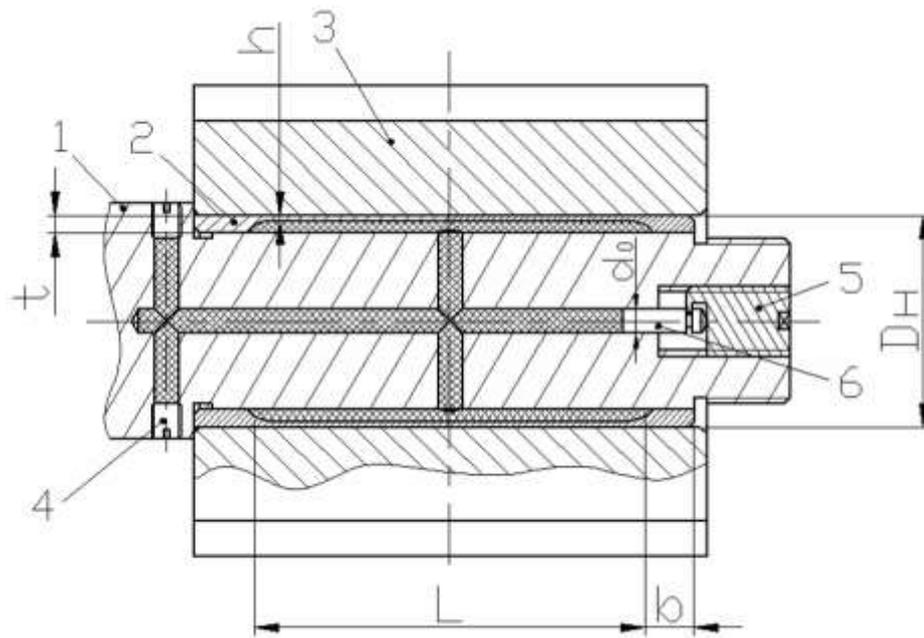


Рис. 68. Схема установки фрезы за счет самоцентрирующей втулки

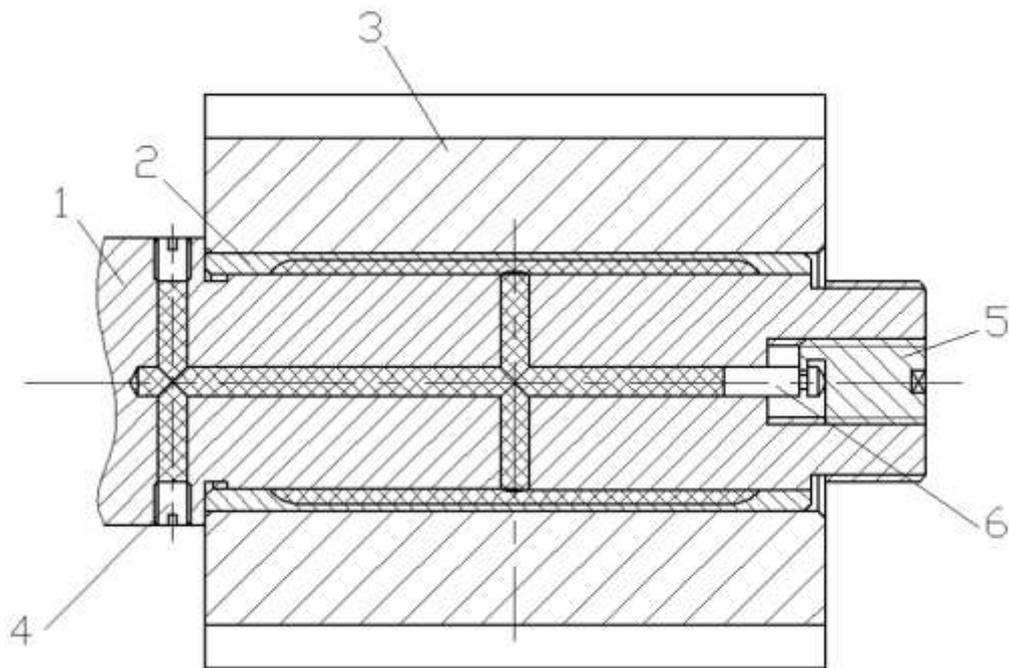


Рис. 69. Схема для расчета параметров гидрозажимного устройства

15.6.1. Последовательность расчета приспособления с самоцентрирующейся втулкой

Для проведения расчетов[29] примем следующие обозначения:

- D_n – наружный диаметр втулки, мм;
- h – толщина тонкостенной части втулки, мм;
- b – длина посадочных поясков втулки, мм;
- t – толщина опорных поясков втулки, мм;
- L – длина тонкостенной части втулки, мм;
- ΔD_{don} – наибольшая диаметральная упругая деформация втулки, мм;
- S_{max} – максимальный зазор между установочной поверхностью втулки и базовой поверхностью отверстия корпуса фрезы, обычно принимают $S_{max} = 0,02 \dots 0,03$ мм;
- d_o – диаметр плунжера 6, мм;
- W – сила, развиваемая нажимным винтом 5, Н;
- T – сила, прикладываемая к рукоятке нажимного винта 5, Н;
- a – расстояние от точки приложения силы T до оси винта, мм;
- r_{cp} – средний радиус резьбы винта, мм;
- α – угол подъема резьбы винта ;
- φ_{np} – приведенный угол трения, для метрической резьбы $\varphi_{np} = 6^{\circ} 40'$;
- P – удельное давление гидропластмассы, МПа.

1. Определяем ориентировочное значение толщины стенки тонкостенного участка втулки, если наружный диаметр $D_n = 10 \dots 50$ мм

$$h = 0,015 D_n + 0,5 \quad (114)$$

2. Находим допустимую деформацию (увеличение диаметра) тонкостенной части втулки (материал втулки сталь 45)

$$\Delta D_{don} = 0,002 D_n \quad (115)$$

3. Определяем для условия $L > 0,3 D_n$ требуемое давление в полости втулки, МПа

$$P = \frac{2\Delta DEh}{D_n^2}, \quad (116)$$

где $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ – модуль упругости, Па

4. Находим минимально необходимое усилие, передаваемое винтом 5 на плунжер 6, Н

$$W = \frac{\pi d_o^2 P}{4}, \quad (117)$$

5. Определяем силу, прикладываемую к рукоятке винта, Н

$$T = \frac{W r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{a}, \quad (118)$$

6. Находим высоту рабочей полости тонкостенной втулки, мм

$$t - h = H = 2\sqrt[3]{D_n} \quad (119)$$

7. Определяем длину посадочных поясков втулки, мм

$$e = 2,5\sqrt[3]{D_n} \quad (120)$$

Пример расчета

Исходные данные:

- наружный диаметр тонкостенной втулки $D_n = 50$ мм;
- установочная длина втулки $L_y = 120$ мм;
- диаметр плунжера $d_0 = 10$ мм;
- средний радиус резьбы нажимного винта М18х1, $r_{cp} = 8,459$ мм;
- максимальный зазор в соединении фреза – шпиндель

$$S_{max} = 0,03 \text{ мм.}$$

Требуется определить недостающие параметры тонкостенной втулки.

Решение:

1. Определяем ориентировочное значение толщины стенки тонкостенного участка втулки по формуле 114

$$h = 0,015 \cdot 50 + 0,5 = 1,25 \text{ мм,}$$

принимаем $h = 1$ мм.

2. Находим допустимую деформацию втулки по формуле 115

$$\Delta D_{don} = 0,002 \cdot 50 = 0,1 \text{ мм,}$$

так как $\Delta D_{don} > S_{max} = 0,03$ можно констатировать: центрирование и зажим фрезы обеспечивается.

3. Определяем требуемое давление в полости втулки по формуле 116

$$P = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 1}{50^2 \cdot 10^6} = 16,48 \text{ МПа}$$

4. Находим минимально необходимое усилие от нажимного винта, формула 117

$$W = \frac{\pi 16 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^4} = 1256 \text{ Н}$$

5. Необходимая сила, прикладываемая к рукоятке винта, находится по формуле 118, при этом конструктивно принимаем расстояние от точки приложения силы T до оси винта: $a = 80$ мм; $\text{tg } \alpha = S/\pi d_{cp} = 1/\pi$
 $16,918 = 0,0188,$

$$\alpha = 1,078^0; \varphi_{np} = 6,66^0;$$

$$T = \frac{1256 \cdot 8,459 \cdot 0,135}{80} = 17,92 \text{ Н}$$

Принимаем $T \leq 20$ Н.

6. Находим высоту рабочей полости тонкостенной втулки по формуле 119

$H = 2\sqrt[3]{50} = 7,36$ мм, принимаем $H = 7$ мм, отсюда
толщина опорных поясков втулки $t = H + h = 8$ мм.
Таким образом, внутренний диаметр втулки $D_в = D_n - 2t = 34$ мм.

7. Определяем по формуле 120 длину посадочных поясков втулки

$$e = 2,5\sqrt[3]{50} = 9,2 \text{ мм, принимаем } e = 10 \text{ мм.}$$

8. Длина тонкостенной части втулки

$$L = L_y - 2e = 120 - 20 = 100 \text{ мм}$$

Отечественными производителями предлагается несколько марок гидропластмасс: СМ, ДМ, МАТИ-1-4. По совокупности свойств на наш взгляд наиболее приемлемой для гидрозажимных устройств в деревообработке является марка СМ. В состав гидропластмассы марки СМ входит до 10 % полихлорвинилового смолы марки М, 88 % дибутилфталата и до 2 % стеарата кальция в качестве стабилизатора. Температура плавления данной гидропластмассы от 120⁰С. По внешнему виду гидропластмасса марки СМ слегка прозрачная коричневая масса, напоминающая сырой каучук, который может просачиваться в зазоры $\leq 0,01 \dots 0,02$ мм при давлении > 30 МПа. Гидропластмассу заливают в приспособление в расплавленном виде. Перед заливкой приспособление подогревают до температуры 120...160⁰С.

Заливают массу обычно через отверстие для силового плунжера, обеспечивая выход воздуха из полости камеры через какое-либо другое отверстие. Заливку массы рекомендуется выполнять не самотеком, а путем нагнетания специальной масленкой под давлением.

По данным фирмы Weinig благодаря гидрозажимным механизмам точность центрирования фрез может быть повышена с 0,05 мм до 0,005 мм.

Библиографический список

1. **Автономов В.Н.** Создание современной техники. Основы теории и практики. М.: Машиностроение, 1991. – 304 с.
2. **Назаров И.В., Аржанухин С.В., Верб М.С.** и др. Философия. – Екатеринбург, УГЛТУ, 2001. – 347 с.
3. **Глебов И.Т., Глухих В.В., Назаров И.В.** Научно-техническое творчество. – Екатеринбург, УГЛТУ, 2002. – 264 с.
4. **Таленс Я.Ф.** Работа конструктора. – Л.: Машиностроение, 1987. – 255 с.
5. **Дитрих Я.** Проектирование и конструирование: Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 454 с.
6. **Орлов П.И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие в двух книгах. Книга 1. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
7. **Зайчик М.И. и др.** Проектирование и расчет специальных лесных машин. – М.: Лесн. пром-сть, 1976. – 208 с.
8. **Гоберман В.А., Гоберман Л.А.** Технология научных исследований – методы, модели, оценки. – М.: МГУЛ, 2002. – 390 с.
9. **Кистер Я.Я.** Разработка кинематических схем деревообрабатывающих станков. – Екатеринбург, УГЛТА, 1999. – 31 с.
10. **Муха Т.И., Януш Б.В., Цупиков А.П.** Приводы машин: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1975. – 314 с.
11. **Санев В.И., Оборин Л.А.** Проектирование деревообрабатывающих машин. – Ленинград, ЛТА, 1984. – 82 с.
12. **Юрьев Ю.И.** Основы проектирования деревообрабатывающих станков. – Архангельск, АЛТИ, 1971. – 216 с.
13. **Любченко В.И., Дружков Г.Ф.** Станки и инструменты мебельного производства. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 360 с.
14. **Манжос Ф.М.** Дереворежущие станки. – М.: Лесн. пром-сть, 1974. – 456 с.
15. **Грубе А.Э., Санев В.И.** Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. – М.: Лесн. пром-сть, 1973. – 384 с.
16. **Маковский Н.В.** Проектирование деревообрабатывающих машин. – М.: Лесн. пром-сть, 1982. – 304 с.
17. **Дунаев П.Ф.** Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1970. – 368 с.
18. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машино-строителя. В 3-х т. Т. 1 – М.: Машиностроение, 1992. – 816 с. Т. 2 – М.: Машиностроение, 1992. – 557 с. Т. 3 – М.: Машиностроение, 1992. – 572 с.

19. **Глебов И.Т.** Резание древесины. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2001– 151 с.
20. **Перель Л.Я., Филатов А.А.** Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник – М.: Машиностроение, 1992. – 608с.
21. **Чернилевский Д.В.** Основы проектирования машин. – М.: УМиИЦ Учебн. лит-ра, 1998. – 472 с.
22. **Бондарь В.Г.** Фуговальные станки для обработки древесины. М.: Лесн. Пром-сть, 1983.
23. **Тимофеев Ю.П., Сулинов В.И.** Авторское свидетельство России № 642162 , 1978.
24. **Корсаков В.С.** Основы конструирования приспособлений в машиностроении. М.: Машиностроение, 1971. -285с.
25. **Сулинов В.И.** Деревообрабатывающий станок № 110677 , 2011 г. Полезная модель. Россия.
26. **Калинушкин М.П.** Вентиляторные установки .- М.: Высш.шк., 1979. - 220 с.
27. **Вандерер К.М., Зотов Г.А.** Специальный дереворежущий инструмент. М.: Лесн.пром-сть., 1983.- 208с.
28. **Амалицкий В.В., Амалицкий В.В.** Дереворежущие станки и инструменты. М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2005.- 854с.
29. **Белоусов А.П.** Проектирование станочных приспособлений. Москва «Высшая школа», 1980. – 240 с.
30. **Ансеров М.А.** Приспособления для металлорежущих станков. М.: Машиностроение. 1975. – 649 с.